



**Gabriela Maria
Medeiros Amaral**

**Estudo do comportamento de um sistema solar
ORC**



**Gabriela Maria
Medeiros Amaral**

Estudo do comportamento de um sistema solar ORC

Relatório de estágio apresentado à Universidade de Aveiro para cumprimento dos requisitos necessários à obtenção do grau de Mestre em Engenharia e Gestão Industrial realizada sob a orientação científica do Doutor Joaquim José Borges Gouveia, Professor catedrático do Departamento de Economia, Gestão e Engenharia Industrial da Universidade de Aveiro.

Dedico esta dissertação à minha família, amigos, e professores pela ajuda concedida em todo o meu percurso académico, sem a qual seria impossível chegar a esta etapa.

o júri

presidente

Prof. Doutor Luís Miguel Domingues Fernandes Ferreira

professor auxiliar do Departamento de Economia, Gestão e Engenharia Industrial da Universidade de Aveiro

Prof. Doutor Nelson Amadeu Dias Martins

professor auxiliar do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Aveiro

Prof. Doutor Joaquim José Borges Gouveia

professor catedrático do Departamento de Economia, Gestão e Engenharia Industrial da Universidade de Aveiro

agradecimentos

Tendo em consideração o apoio recebido, presto o devido reconhecimento às pessoas e instituições que o fizeram.

Desde já, agradeço ao Professor Doutor Borges Gouveia pela ajuda e o apoio recebido durante o respectivo ano lectivo e, como orientador.

À Professora Doutora Mónica Oliveira pela disponibilidade oferecida e pelo material teórico fornecido.

À Universidade de Aveiro e a todos os membros associados, pela dedicação na transmissão dos conhecimentos.

À empresa LAMTec que proporcionou a oportunidade de realizar o meu estágio e a todos os seus membros associados, Professor Mário Alves, Anabela Simões, Manuela Ramos, Manuela Juliano e Engº João.

À Joana Vilela, D. Manuela Vilela e Sr. Francisco Vilela, que foram a minha segunda família durante a minha estadia em Aveiro, aos quais fico-lhes eternamente grata pelo apoio, acolhimento e pela sua presença em todos os momentos.

Agradeço imenso a toda a minha família, irmã Crisanta, irmão José, tia Conceição, Prima São e restantes. Pelo apoio, incentivo e carinho que sempre deram e por estarem presentes nos momentos difíceis da minha vida.

Aos melhores pais do mundo, por estarem sempre ao meu lado e pela força que deram durante todo o meu percurso académico. Ensinarão-me a lutar e a ultrapassar as dificuldades que por vezes a vida proporciona.

Ao meu falecido Avó, José Amaral, que embutiu-me o gosto pelo estudo ao ensinar-me a ler, a escrever e a contar, muito antes de frequentar a primária.

Comprou-me o meu primeiro livro e passava as suas tardes no quadro a escrever e a ler, o abecedário e os números à neta. Nunca esquecerei as suas palavras: “Tens de estudar para ser uma doutora”.

palavras-chave

ciclo de rankine orgânico, colector solar tubo de vácuo, sistema solar ORC, r-245fa

resumo

O estágio realizado, no âmbito do mestrado integrado em Engenharia e Gestão Industrial, no LAMTec – Laboratório de Ambiente Marinho e Tecnológico, teve como principais objectivos adquirir os conhecimentos termodinâmicos necessários de forma a realizar uma análise termodinâmica e económica de um sistema solar ORC de capacidade de 10KW. Para tal, foi desenvolvido um modelo e programa computacional em Matlab R2008a, versão 7.6.0, onde é analisado a eficiência do colector com base na radiação solar bruta introduzida e a eficiência do ciclo ORC face à potência da respectiva radiação. Com base no comportamento do colector e do ciclo ORC, o programa devolve como outputs a área e a quantidade de colector necessários para a potência pretendida. Tendo em conta o melhor cenário obtido, é efectuada uma análise económica com o objectivo de determinar o payback do investimento com os colectores solares. Com este estudo conclui-se que para o melhor cenário, a área de colectores necessária é de 1044.1 m² e respectivamente 590 colectores. O proveito anual é de 48360 €/ano e um payback de 8 anos para o investimento inicial com os colectores de tubo de vácuo.

keywords

organic rankine cycle, vaccum tube solar collector, ORC solar system, r-245fa

abstract

The training carried out of the Master Engineering and Industrial Management in LAMTec- Laboratory of Marine Environment and Technology, had as main to acquire the necessary thermodynamic knowledge for realize an economic and thermodynamic analysis of a solar ORC with capacity of 10KW. For this purpose was developed a model and computer program in Matlab R2008a, version 7.6.0, which is analyzed the efficiency of the collector based on gross solar radiation introduces and the ORC cycle efficiency compared to the power of its radiation. With of the behavior of the collector and the ORC cycle, the computer program returns as outputs the area and the amount of the collector which is necessary for the desired power. Having regard to the best scenario obtained an economic analysis is carried out in order to determine the payback of the investment with the solar collectors.

This study concludes that for the better scenario, the collector area needed is 1044.1 m² and respectively 590 collectors. The annual benefit is 48360 €/year and a payback of 8 years for initial investment with the evacuated tube collectors.

Índice

1. Introdução	1
1.1 Relevância do tema e objectivos	1
1.2 LAMTec – Laboratório de Ambiente Marinho e Tecnológico	4
2. Estudo dos componentes essenciais para a realização do trabalho	7
2.1 Introdução	7
2.2 Sistema híbrido solar geotérmico	7
2.3 Projecto POWERSOL	11
2.4 Sistema solar ORC combinado a um processo de dessalinização Osmose Reversa	13
2.5 Produção de electricidade a partir de calor residual industrial	19
2.6 Avaliação de fluidos e de condições de trabalho no ciclo ORC	20
2.6.1 Ciclo termodinâmico	21
2.6.2 Factores que influenciam o desempenho do ciclo ORC	21
2.6.2 ORC e o fluido CO ₂ no estado supercrítico	24
2.6.3 Desempenho do ciclo ORC perante diferentes condições de temperatura	25
2.6.4 Avaliação do fluido R-245fa no desempenho do ciclo ORC	28
2.6.4.1 Fluido de trabalho	29
2.6.5 Optimização de parâmetros e estudo comparativo do ciclo ORC	32
2.6.6 Estudo da eficiência do ciclo ORC a operar no estado supercrítico	34
2.7 Produção de electricidade a partir de tecnologias avançadas solar térmica	37
2.7.1 Influência da temperatura incidente sobre o colector	40
2.7.2 Influência da temperatura de evaporação	40
2.8 Estudo energético e económico de aplicações do ciclo ORC	42
2.8.1 Biomassa	42
2.8.2 Aplicação do ciclo ORC em centrais geotérmicas	43
2.8.3 Aplicações inovadoras	43

2.8.3.1 Dessalinização solar a partir de um ciclo ORC	44
2.8.3.2 Recuperação de calor através do biogás	46
2.8.4 Micro-cogeração	49
2.9 Uma ferramenta computacional com base no ciclo de Rankine	50
2.10 Micro – Cogeração	53
2.10.1 Entidades Responsáveis	55
2.10.2 Legislação Relevante	57
2.11 Conclusões	59
3. Sistemas de conversão de Energia Solar Térmica em Energia Eléctrica	63
3.1 Introdução	63
3.2 Ciclo de Rankine	63
3.2.1 Descrição do ciclo	64
3.2.2 Análise Energética do ciclo de Rankine ideal	65
3.2.3 Eficiência térmica do ciclo	66
3.2.4 Back work ratio	66
3.2.5 Principais irreversibilidades e perdas	67
3.2.5.1 Turbina	67
3.2.5.2 Bomba	68
3.2.6 Optimizar a eficiência do ciclo de Rankine	68
3.2.6.1 Diminuir a pressão no condensador	68
3.2.6.2 Aumentar a pressão na caldeira	69
3.2 Sistema Solar ORC	71
3.3 Colector solar térmico de tubo de vácuo	75
3.4.1 Tecnologia dos Tubos de Vácuo	76
Vantagens dos Colectores de Tubos de Vácuo	77
3.4.2 Dados Técnicos	78
3.4.3 Condições Financeiras	80

3.4.4	Parâmetros de eficiência do colector:	80
3.5	CrITÉrios utilizados para as tabelas de propriedades termodinâmicas	81
3.5.2	Estado líquido saturado e vapor saturado	81
3.5.2	Mistura de líquido e vapor saturado	81
3.5.3	Estado de vapor sobreaquecido	82
3.5.4	Estado de líquido comprimido	82
3.5.5	Interpolação dos valores das propriedades termodinâmicas	83
3.6	Tratamento dos dados da radiação global	84
4.	Modelo e Programa Computacional desenvolvido para o sistema solar ORC	85
4.1	Introdução	85
4.2	Interface Gráfica	85
4.3	Colector Solar	90
4.4	Ciclo ORC	93
4.4	Leitura das tabelas	98
4.5	Botão “Reset”	100
4.6	Ficheiro M-file	101
4.6.1	Designação atribuído aos parâmetros no M-file do programa	101
4.6.2	Estrutura do M-file	103
4.7	Aspectos teóricos inerentes à programação	107
4.7.1	Aspectos gerais	107
4.7.2	Função	107
4.7.3	Sub-função	108
4.7.4	Função Callback	108
4.7.5	Função xlsread	109
4.8.6	Inspecção e alteração das propriedades	109
4.7.6	Controlo de Fluxo	109
4.8.6.1	Ciclo for	109

4.8.6.2 Ciclo if	110
4.8 Exemplo	111
4.8.1 Inputs do colector	111
4.8.2 Ciclo ORC	112
5. Análise de sensibilidade e Resultados	117
5.1 Introdução	117
5.2 Radiação solar	117
5.3 Colector solar de tubo de vácuo	121
5.3.1 Temperatura ambiente	122
5.3.2 Temperatura à saída do colector	125
5.3.3 Comparação entre a temperatura ambiente e à da saída do colector	127
5.4 Sistema solar ORC	127
5.4.1 Casos simulados	128
5.4.1.1 Caso 1	129
5.4.1.2 Caso 2	129
5.4.1.3 Caso 3	130
5.4.1.4 Caso 4	131
5.4.1.5 Caso 5	131
5.4.2 Discussão dos resultados	133
5.5 Análise Económica	135
6. Conclusões	139
6.1 Conclusões finais	139
6.2 Trabalhos futuros	144
Bibliografia	147
Anexos	151
Anexo I : Radiação solar bruta vs Radiação solar líquida	153
Anexo II : Interfaces gráficas do programa para os diversos casos	159

Lista de Figuras

Figura 1- Sistema solar ORC	1
Figura 2- Distribuição dos sistemas geotérmicos existências e zonas "sunbelt"	8
Figura 3 - Resultados obtidos com a simulação dos quatro locais em estudo	9
Figura 4 - Produção de electricidade a partir de energia geotérmica e solar	10
Figura 5 - Custos de electricidade nivelados em função da área do campo solar	11
Figura 6 - Sistema POWERSOL	13
Figura 7 - Sistema solar ORC para o processo de dessalinização	14
Figura 8 - Ciclo regenerativo ORC de produção directa de vapor	16
Figura 9 - Ciclo regenerativo ORC para transferência de calor	16
Figura 10 - Diagrama T-s	17
Figura 11 - Eficiência do colector vs diferença entre temperatura média do colector e ambiente.	18
Figura 12 - Protótipo de um ciclo ORC com base na tecnologia de alta velocidade	19
Figura 13 - Eficiência térmica e exergética para os diferentes fluidos de trabalho	21
Figura 14 - Potência à saída da turbina vs tipo de fluidos	21
Figura 15 - Eficiência térmica e exergética vs Tipos de fluidos	22
Figura 16 - Potência à saída da turbina vs Tipos de fluidos	22
Figura 17 - Irreversibilidades e eficiência exergética vs Eficiência do colector	22
Figura 18 - Complexidade molecular vs Tipos de fluidos	23
Figura 19 - Ciclo ORC vs Produção de electricidade e recuperação de calor	24
Figura 20 - Componentes básicos de um ciclo ORC	25
Figura 21 - Eficiência do ciclo vs Temperatura à entrada da turbina	27
Figura 22 - Fluxo de massa vs potência da turbina	27
Figura 23 - Temperatura à entrada da turbina vs Potência da turbina	28
Figura 24 - Esquema do sistema solar ORC experimental	29
Figura 25 - Características de alguns fluidos de trabalho	30
Figura 26 - Radiação solar incidente na área dos colectores	31
Figura 27 - Temperatura vs Fluxo de massa no colector plano	31
Figura 28 - Temperatura vs Fluxo de massa no colector tubo de vácuo	31
Figura 29 - Temperatura vs Fluxo de massa no condensador	31
Figura 30 - Temperatura vs Pressão para o fluido r245fa	31
Figura 31 – Temperatura no condensador vs Temperatura do ar	31
Figura 32 - Eficiências do colector vs Tempo	32
Figura 33 - Eficiências do ciclo ORC vs Tempo	32

Figura 34 - Ciclo ORC com um trocador de calor	33
Figura 35 - Potência vs Temperaturas à entrada da turbina	33
Figura 36 - Potência vs Pressão à entrada da turbina	33
Figura 37 - Perda exergética + Exergia destruída vs Temperatura do vapor em condições supercríticas	35
Figura 38 - Perda exergética + Exergia destruída vs Temperatura em condições sub-críticas	35
Figura 39 - Capacidade de transferir calor vs Temperatura do vapor no estado supercrítico	35
Figura 40 - Capacidade de transferir calor vs Temperatura no estado sub-crítico.	35
Figura 41 - Eficiência térmica em condições supercríticas	36
Figura 42 - Protótipo de um sistema solar ORC instalado em Lesoto	38
Figura 43 - Diagrama T-s do ciclo ORC	40
Figura 44 - Temperatura incidente vs Eficiência do colector	40
Figura 45 - Influência da temperatura de evaporação no desempenho do sistema	41
Figura 46 - Área de transferência de calor vs Temperatura de evaporação	41
Figura 47 - Fotos do sistema RO-Solar-Rankine	44
Figura 48 - Esquema representativo do sistema RO-Solar- Rankine	45
Figura 49 - Combinação do processo de digestão de biomassa com a recuperação de calor	46
Figura 50 - Sistema de recuperação de calor	47
Figura 51 - Taxa de juro vs Horas de funcionamento do sistema	48
Figura 52 - Esquema representativo de um sistema micro-CHP	49
Figura 53 - Calor produzido vs Horas de funcionamento do sistema	50
Figura 54 - Ciclo de Rankine com reaquecimento	51
Figura 55 - Ciclo de Rankine regenerativo	51
Figura 56 - Quadro Principal para o sistema com reaquecimento	52
Figura 57 - Quadro de entrada de dados e advertência de erro	52
Figura 58 - Quadro de outputs e de alerta de inexistência de solução	53
Figura 59 - Comparação entre o novo e anterior regime da micro-cogeração	56
Figura 60 - Ciclo de Rankine convencional	64
Figura 61 - Diagrama T-s afectado pelas irreversibilidades da turbina e da bomba	67
Figura 62 - Efeito da diminuição da pressão no condensador no diagrama T-s	69
Figura 63 - Efeito do aumento da pressão na caldeira no diagrama T-s	70
Figura 64- Efeito do sobreaquecimento no diagrama T-s	71
Figura 65- Sistema solar ORC	72
Figura 66 - Colector Solar de tubo de vácuo	76
Figura 67 - Logotipos das empresas certificador	76
Figura 68 - Tubo de vácuo	77
Figura 69 - Sistema de absorção da radiação pelo tubo de vácuo	78
Figura 70 - Dados técnicos dos colectores de tubo de vácuo comercializados pela RenovaSolar	79

Figura 71 - Rendimento do colector solar tubo de vácuo comercializado pela RenovaSolar	79
Figura 72 - Proposta fornecida pela RenovaSolar para os colectores solares tubo de vácuo	80
Figura 73 - Radiação solar global vs Tempo (hh:mm:ss)	84
Figura 74- Interface gráfica da ferramenta computacional do sistema solar ORC	86
Figura 75 - Mensagem de erro quando o utilizador não insere dados	87
Figura 76 - Botão "Calculate"	87
Figura 77 – Nomenclatura de alguns parâmetros da interface gráfica	87
Figura 78 - Opções de fluidos	88
Figura 79 - Unidades apresentadas na interface gráfica para o R-245fa	88
Figura 80 - Unidades apresentadas na interface gráfica para a H2O e R-134a	89
Figura 81 - Excerto do código para a selecção do tipo de fluido	89
Figura 82- Exemplificação de um Tag	90
Figura 83 - Excerto do código para armazenar variáveis de entrada	90
Figura 84 - Exemplo de uma mensagem de erro	91
Figura 85 - Excerto do ciclo para verificar condição e executar instrução da função do colector	91
Figura 86 - Excerto do ciclo para a eficiência do colector	92
Figura 87 - Excerto do ciclo da condição para a temperatura à saída do colector	92
Figura 88 - Excerto do ciclo do procedimento para obter as entalpias do colector	93
Figura 89 - Excerto do painel dos inputs do ciclo ORC	93
Figura 90 - Excerto do código para as subfunções dos diferentes tipos de fluidos	94
Figura 91 - Excerto de um ciclo para o estado 1 do ciclo ORC	95
Figura 92 - Excerto de um ciclo para leitura de uma tabela do estado 1	95
Figura 93 - Excerto do ciclo para obter as propriedades termodinâmicas do estado 2	96
Figura 94 - Excerto do ciclo de uma mensagem de erro para o estado 3	96
Figura 95 - Excerto do ciclo para obter as propriedades termodinâmicas do estado 3	97
Figura 96 - Excerto do ciclo para obter as propriedades termodinâmicas para o estado 4	97
Figura 97 - Excerto das instruções para imprimir os resultados na interface gráfica	97
Figura 98 - Excerto do ciclo para verificar as condições de leitura da tabela de saturação - fluido H2O	98
Figura 99 - Excerto de ciclo para verificar as condições de leitura da tabela de compressão - fluido H2O	99
Figura 100 - Excerto de um ciclo com as instruções para efectuar interpolação	99
Figura 101- Excerto do ciclo de uma mensagem de erro durante a leitura das tabelas	100
Figura 102 - Botão Reset	100
Figura 103 - Excerto da instrução inerente ao botão "Reset"	101
Figura 104 - Valores obtidos para o exemplo simulado.	114
Figura 105 - Mensagem de erro ocorrida para o dia 1 de Janeiro	133

Lista de Tabelas

Tabela 1- Tipo de colector vs Área necessária	18
Tabela 2 - Input e output para o ciclo 1	73
Tabela 3 - Inputs e Outputs para ciclo 2	73
Tabela 4 - Inputs e Outputs para o ciclo 3	73
Tabela 5- Variáveis de exemplo para a interpolação	83
Tabela 6 - Designação dos parâmetros do painel "Colector" - M-file	101
Tabela 7- Designação dos parâmetros do painel "Dados de entrada_ciclo ORC" - M-file	102
Tabela 8 - Designação dos parâmetros do painel "Colector" - M-file	102
Tabela 9 - Designação dos parâmetros do painel "Caldeira" - M-file	102
Tabela 10 - Designação dos parâmetros do painel "Output" - M-file	103
Tabela 11 - Designação dos parâmetros do painel "Output" - M-file (continuação).	103
Tabela 12 - Dados de entrada para o colector - Exemplo	111
Tabela 13 - Dados de entrada para o ciclo ORC - Exemplo	112
Tabela 14 - Valores obtidos para alguns parâmetros termodinâmicos de forma manual	113
Tabela 15 - Dados relevantes da radiação solar dos dias analisados	118
Tabela 16 - Parâmetros fixos utilizados no estudo do comportamento do colector	122
Tabela 17 - Parâmetros variáveis utilizados no estudo do comportamento do colector	122
Tabela 18- Valores máximos e mínimos vs Temperaturas ambiente	123
Tabela 19 - Dados de inicio e de fim do funcionamento do colector vs Temperaturas ambientes	123
Tabela 20 - Valores máximos e mínimos vs Temperaturas à saída do colector	125
Tabela 21 - Dados de inicio e fim do funcionamento do colector vs Temperaturas à sua saída	125
Tabela 22 - Parâmetros fixos utilizados na simulação dos diversos casos apresentados.	128
Tabela 23 - Inputs utilizados na simulação do caso 1.	129
Tabela 24 - Outputs obtidos da simulação do caso 1	129
Tabela 25 - Inputs utilizados na simulação do caso 2.	129
Tabela 26 - Outputs obtidos da simulação do caso 2.	130
Tabela 27 - Inputs utilizados na simulação do caso 3	130
Tabela 28 - Outputs obtidos da simulação do caso 3.	130
Tabela 29 - Inputs utilizados na simulação do caso 4	131
Tabela 30 - Outputs obtidos da simulação do caso 4	131
Tabela 31 - Inputs utilizados na simulação do caso 5	131
Tabela 32 - Outputs obtidos da simulação do caso 5	132
Tabela 33 - Inputs utilizados na simulação do caso 6	132
Tabela 34 - Outputs obtidos da simulação do caso 6	132
Tabela 35 - Dados do sistema solar ORC necessários à análise económica	135

Tabela 36 - Meses, respectivos dias e estações do ano consideradas na análise económica	136
Tabela 37 – Proveito diário e anual para a estação "Inverno/Outono"	136
Tabela 38 - Proveito diário e anual para a estação "Primavera/Verão"	137
Tabela 39 - Proveito total anual e tempo de amortização do investimento	137

Lista de Gráficos

Gráfico 1 - Radiação solar bruta ao longo do dia 1 de Janeiro	118
Gráfico 2 - Radiação solar bruta ao longo do dia 2 de Janeiro.	119
Gráfico 3 - Radiação solar bruta ao longo do dia 6 de Janeiro.	119
Gráfico 4 - Radiação solar ao longo do dia 6 de Julho.	120
Gráfico 5 - Radiação solar bruta ao longo do dia 11 de Julho.	121
Gráfico 6 - Variação da eficiência do colector vs Temperaturas ambientes	124
Gráfico 7- Variação da potência ao longo do dia vs Temperaturas ambientes	124
Gráfico 8 - Variação da eficiência do colector ao longo do dia vs Temperaturas à saída do colector	126
Gráfico 9 - Variação da potência ao longo do dia vs Temperaturas à saída do colector	126
Gráfico 10 - Variação da eficiência do colector ao longo do dia para vs casos	127

Lista de Diagramas

Diagrama 1 – Parâmetros estudados	3
-----------------------------------	---

Lista de Abreviaturas

a_{xy}	Perdas do colector por área de abertura ($w/m^2 K$)
A	Área (m^2)
A_i	Área do componente i (m^2)
A_n	Área necessária de colectores (m^2)
A_{col}	Área por unidade de colector (m^2)
bwr	Back Work Ratio
DGEG	Direcção Geral de Energia e Geologia
DRE	Direcção Regional de Economia competente
CHP	Combined Heat and Power production
CPC	Compound Parabolic Collectors
c_p	Capacidade específica calorífica a pressão constante ($kJ/kg. ^\circ C$)
ETC	Evacuated Tube Collector
Ef_{col}	Eficiência do colector
Ef_{orc}	Eficiência térmica do ciclo ORC
FPC	Flat Plate Collector
G	Radiação global incidente na área do colector (w/m^2)
h_i	Entalpia no estado i (kJ/kg)
h_{out}	Entalpia à saída do colector (kJ/kg)
h_{in}	Entalpia à entrada do colector (kJ/kg)
LCOE	Levelized Cost Of Electricity ($€/MWh$)
m_{col}	Fluxo de massa que circula no colector (kg/s)
m_{orc}	Fluxo de massa que circula no ciclo de Rankine Orgânico (kg/s)
m_{arref}	Fluxo de massa de arrefecimento que circula no condensador (Kg/s)
N_{col}	Quantidade de colectores necessários (unidades)
η_0	Eficiência isenta de perdas ou eficiência óptica do colector
η_t	Eficiência isoentrópica da turbina
η_p	Eficiência isoentrópica da bomba
η_{orc}	Eficiência térmica do ciclo ORC

ORC	Organic Rankine Cycle
P_{sat}	Pressão do fluido no estado saturado (bar ou KPa)
P_{crit}	Pressão no ponto crítico
PTC	Parabolic Trough Collector
$\frac{\dot{Q}_{\text{in}}}{\dot{m}}$	Calor transferido ao fluido de trabalho pela caldeira (kJ/kg)
$\frac{\dot{Q}_{\text{out}}}{\dot{m}}$	Calor rejeitado pelo condensador (kJ/kg)
Q_{in}	Potência do colector (W)
Q_{out}	Potência do condensador (kW)
RO	Reverse Osmosis
RESP	Rede Eléctrica de Serviço Público
Rad_col	Radiação solar bruta incidente no colector
Rad_liq	Radiação solar líquida absorvida pelo colector
S	Entropia
S_i	Entropia no estado i
SRM	Sistema de Registo de Microprodução
T	Temperatura
T_{amb}	Temperatura ambiente
T_{crit}	Temperatura no ponto crítico
t_{in}	Temperatura à entrada do colector (°C)
t_e	Temperatura à saída do colector (°C)
t_a	Temperatura ambiente (°C)
t_{out}	Temperatura fria à saída do condensador (°C)
t_{in}	Temperatura fria à entrada do condensador (°C)
$T_{h_{\text{in}}}$	Temperatura quente à entrada de um componente (°C)
$T_{h_{\text{out}}}$	Temperatura quente à saída de um componente (°C)
$T_{c_{\text{out}}}$	Temperatura fria à saída de um componente (°C)
$T_{c_{\text{in}}}$	Temperatura fria à entrada de um componente (°C)
ΔT	Diferencial de temperatura (°C)
ΔT_{Im}	Pinch (°C)

T_{sat}	Temperatura do fluido no estado saturado ($^{\circ}\text{C}$)
U	Coeficiente de transferência de calor ($\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$)
x_f	Propriedade termodinâmica x no estado líquido
x_g	Propriedade termodinâmica x no estado gasoso
x_{fg}	Propriedade termodinâmica x no estado de mistura líquido-vapor
$\frac{\dot{W}_t}{\dot{m}}$	Trabalho produzido pela turbina (kJ/kg)
$\frac{\dot{W}_p}{\dot{m}}$	Trabalho fornecido à bomba
W_t	Trabalho realizado pela turbina (kJ/kg)
W_p	Trabalho consumido pela bomba (kJ/kg)
W_{liq}	Trabalho líquido do ciclo ORC (kJ/kg)
\dot{W}_t	Potência debitada pela turbina (kW)
\dot{W}_d	Potência desejada debitada pela turbina (kW)

1. Introdução

1.1 Relevância do tema e objectivos

O tema principal abordado ao longo do presente trabalho é o estudo do comportamento de um ciclo termodinâmico de Rankine Orgânico de uma unidade solar termoelétrica de capacidade até 10 kW. Para tal, é utilizado dados de radiação solar global referentes à ilha Terceira, cedidos pelo senhor Paulo Fialho.

O sistema é constituído por um colector solar de tubo de vácuo acoplado a um ciclo de Rankine orgânico.

O colector solar de tubo de vácuo recebe a radiação solar, e a potência debitada por esta é transmitida à caldeira. O fluido que serve de condutor do respectivo calor é a água, que circula sempre em estado líquido. Para o estudo, recorreu-se às características de um colector comercializado pela empresa RenovaSolar, tendo em conta a sua proposta.

O ciclo de Rankine básico é um ciclo ideal para ciclos de potência a vapor, constituído por uma caldeira, uma turbina, um condensador e uma bomba. A água, fluido convencional de trabalho, é aquecida na caldeira e posteriormente expandida isoentropicamente na turbina, responsável pela produção de energia. A rejeição de calor a pressão constante dá-se no condensador, sendo este útil para aquecimento exterior. Na bomba ocorre uma compressão isoentrópica até à pressão de operação da caldeira.

O ciclo de Rankine Orgânico difere no ciclo convencional apenas no fluido de trabalho. O sistema aproveita as potencialidades expansivas e regressivas aquando da sua vaporização e condensação. Utiliza um meio orgânico, neste caso em estudo o R-245fa, que possui uma inclinação na curva de saturação de vapor positiva, o que o caracteriza como um fluido seco e passa ao estado gasoso a baixa temperatura. Neste tipo de fluidos, a vaporização específica do fluido é menor, o que promove uma baixa queda da entalpia na turbina. Todo o processo funciona em baixa pressão e não requer o uso de tecnologias de alta pressão, o que significa um custo elevado. A grande vantagem encontra-se no facto das temperaturas requeridas para tornar o método eficiente serem relativamente baixas.

O uso do ciclo de Rankine Orgânico é amplo na área da energia, nomeadamente na produção de electricidade a partir de energia proveniente da biomassa, geotérmica e solar. É utilizado como suporte a outros processos ou como meio de economizar desperdícios.

Para aplicações em pequena escala, as altas temperaturas utilizadas nas usinas térmicas com base no ciclo de Rankine convencional não são económicas. O ciclo de Rankine Orgânico (ORC) é uma tecnologia substitutiva, aplicável em pequenas aplicações, como edifícios residenciais e comerciais, processos de dessalinização de osmose reversa (RO), aproveitamento do calor residual industrial, bombeamento de água, chillers de compressão de vapor, entre outros.

Os autores (Nafey & Sharaf, 2010) e (Delgado-Torres & Rodríguez, 2010) são de opinião que os sistemas solares ORC possuem grande potencial em zonas remotas, em face de desenvolvimento, onde a insolação é elevada e abundante.

A figura 1 mostra o esquema do sistema solar ORC usado no respectivo estudo.

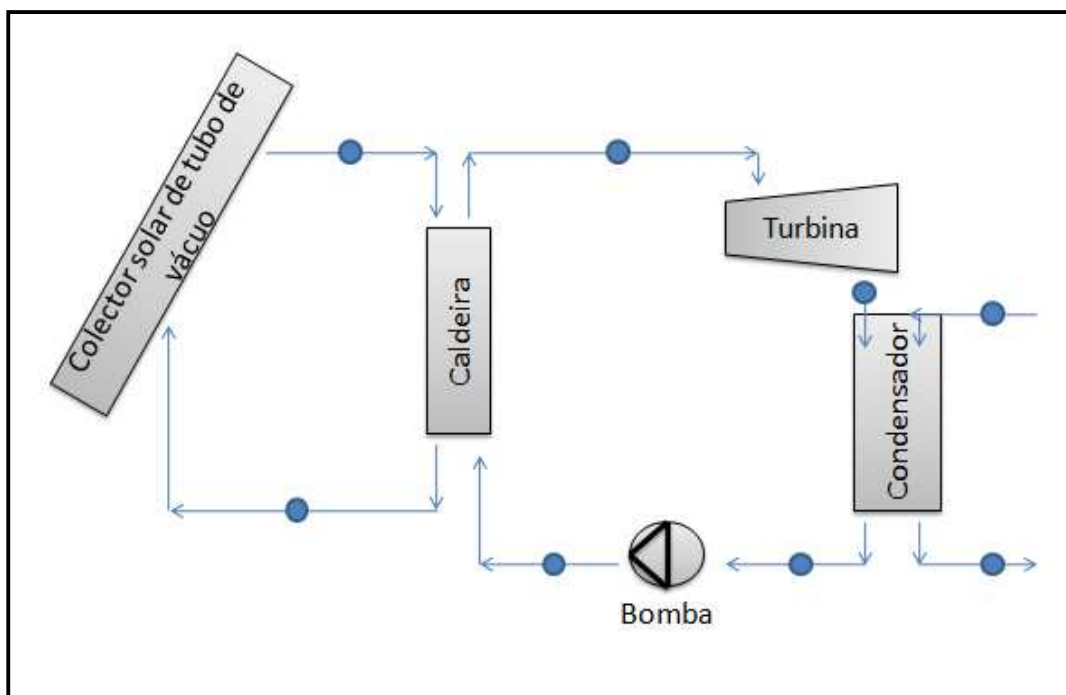


Figura 1- Sistema solar ORC

De forma a facilitar o estudo do comportamento do sistema face a variação da radiação global, foi desenvolvido um programa em Matlab R2008a, versão 7.6.0. Através deste, foi criado um método numérico do sistema com o intuito de facilitar os cálculos numéricos. Para tal, recorreu-se a várias equações termodinâmicas. O programa facilita o estudo do sistema em termos de tempo de execução e cálculos, perante as várias condições de trabalho imposto pelo utilizador.

O principal objectivo é efectuar uma análise de sensibilidade do sistema, ao nível do colector e do ciclo ORC, perante uma determinada radiação solar (w/m^2) e, determinar quais as melhores condições a que o sistema deve operar, de forma a otimizar a eficiência térmica do ciclo ORC. Para tal recorre-se ao modelo e programa desenvolvido, com o qual é obtido a área e a quantidade de colectores necessários à potência pretendida.

Os parâmetros que serão tidos em conta na respectiva análise, serão os seguintes:

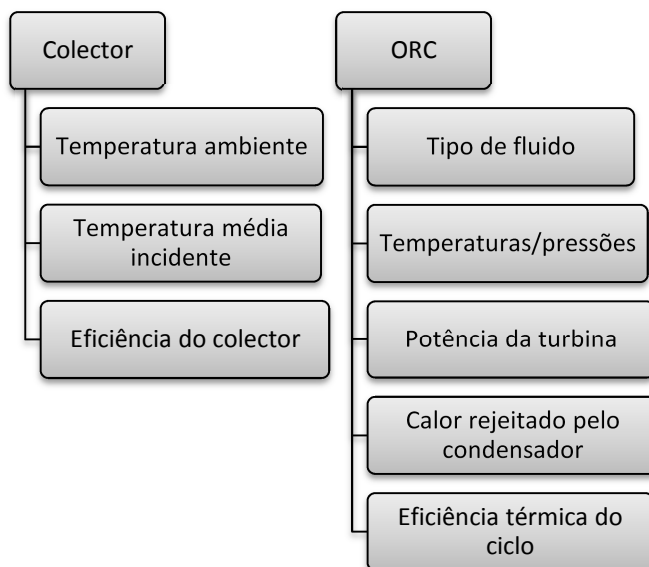


Diagrama 1 – Parâmetros estudados

Por fim, é estimado através de uma análise económica, o payback do investimento com os colectores solares tubo de vácuo, com base no melhor caso obtido com o programa computacional.

A metodologia adoptada durante o estágio divide-se em três fases. A primeira fase foi dedicada ao estudo e compreensão da teoria subjacente à termodinâmica, os temas abordados foram:

- Conceitos básicos da termodinâmica;
- Energia, Transferência de energia e Primeira Lei da Termodinâmica;
- Propriedades das substâncias puras;
- A Segunda Lei da Termodinâmica;
- Entropia;
- Permutadores de calor;

A segunda face do estágio foi dedicada à pesquisa e análise de artigos relacionados com a aplicação do ciclo ORC na produção de electricidade e calor e, ferramentas computacionais desenvolvidos no âmbito do ciclo de Rankine.

Com o intuito de obter alguma informação relevante ao estudo do sistema solar ORC, houve a necessidade de efectuar um estudo de mercado ao nível de colectores solares de tubo de vácuo, sendo a RenovaSolar a empresa alvo de contacto.

Por fim, os últimos meses de estágio centrou-se no estudo e execução do modelo e programa computacional para análise do sistema solar ORC.

O relatório estrutura-se em 5 capítulos, dos quais o primeiro é reservado à apresentação dos componentes essenciais à realização do trabalho, onde os estudos efectuados no âmbito do mesmo tema são referidos e a legislação que abrange a micro-cogeração é mencionada por linhas gerais. Os aspectos teóricos inerentes ao sistema solar ORC, critérios e fórmulas utilizadas na programação e os componentes técnicos e teóricos do colector solar, constituem o segundo capítulo.

O terceiro capítulo é reservado ao modelo e programa computacional desenvolvido para o sistema em estudo. É explicada a estrutura da interface gráfica do programa, o seu funcionamento e os aspectos mais importantes inerentes à programação.

No quarto capítulo, a análise de sensibilidade realizada sobre, a radiação solar bruta incidente na ilha Terceira, o colector solar tubo de vácuo e ao sistema solar ORC, é apresentada neste capítulo. Este finaliza-se com uma análise económica efectuada para o melhor caso obtido.

Cada capítulo é iniciado com uma sucinta sinopse que descreve os principais tópicos abordados.

O relatório termina com o capítulo onde são referenciadas as principais conclusões finais.

1.2 LAMTec – Laboratório de Ambiente Marinho e Tecnológico

O LAMTec foi criado em 24 de Outubro de 2001, através de um protocolo assinado entre a Universidade dos Açores e a Câmara Municipal da Praia da Vitória. Sediado na cidade da Praia da Vitória, Ilha Terceira.

O laboratório centra a sua investigação nas áreas de energias renováveis, da oceanografia operacional e tecnologias ambientais, dando formação nestas áreas. Tem como objectivo dar a

conhecer as energias renováveis e as suas diversas aplicações à população em geral, bem como sensibilizá-los para os problemas ambientais, com especial ênfase para o aquecimento global. Possui 12 investigadores nos domínios da Física, Química e Ambiente.

2. Estudo dos componentes essenciais para a realização do trabalho

2.1 Introdução

O aumento da população e da crise ao nível energético tem causado problemas ao meio ambiente mundial e ao desenvolvimento sustentável.

A aplicação de energias renováveis na produção de electricidade, recuperação de calor e frio tornaram-se cada vez mais importantes e tem recebido uma atenção considerável.

Durante as últimas décadas, investigadores trabalham no desenvolvimento de sistemas de energia combinada, de forma a encontrar soluções subjectivas a solucionar o problema.

O presente capítulo apresenta alguns trabalhos publicados sobre aplicação do ciclo de Rankine Orgânico, em soluções inovadoras ou como processo integrado em processos existentes e ferramentas computacionais desenvolvidas no âmbito do mesmo ciclo. Os autores, nos seus estudos sobre o tema, possuem sempre em consideração o fluido de trabalho e a variabilidade do sistema face as várias condições impostas ao mesmo. Alguns dos autores, analisam formas de otimizar o ciclo ORC destinado a processos de baixa-média entalpia

O capítulo 2 subdivide-se em 8 subcapítulos, intitulados da seguinte forma:

- 2.2 - Sistema híbrido solar geotérmico;
- 2.3 - Projecto POWERSOL;
- 2.4 - Sistema solar ORC combinado a um processo de dessalinização osmose reversa;
- 2.5 - Produção de electricidade a partir de calor residual;
- 2.6 - Avaliação de fluidos e de condições de trabalho no ciclo ORC;
- 2.7 - Produção de electricidade a partir de tecnologias avançadas solar térmica;
- 2.8 – Uma ferramenta computacional com base no ciclo de Rankine;
- 2.9 – Micro – Cogeração;

2.2 Sistema híbrido solar geotérmico

Segundo o autor (Astolfi, Xodo, Romano, & Macchi, 2011), apesar das tecnologias solares existentes no mercado serem de custo elevado, a elevada quantidade de energia solar disponível na superfície da Terra, tem despertado interesse em tecnologias de energia solar e

energia solar baseada em soluções híbridas. Consequentemente, contribuiriam para a redução com os custos com a electricidade.

Na sua opinião, a disponibilidade dos recursos naturais do nosso planeta, sendo umas zonas mais adequadas para energia solar/energia geotérmica ou soluções híbridas, deveriam ser aproveitadas. Muitas regiões são chamadas de “sunbelt”, por possuírem uma irradiação sustentável à implementação de sistemas de energia solar coincidentes com zonas quentes geotérmicas (Fig.2)

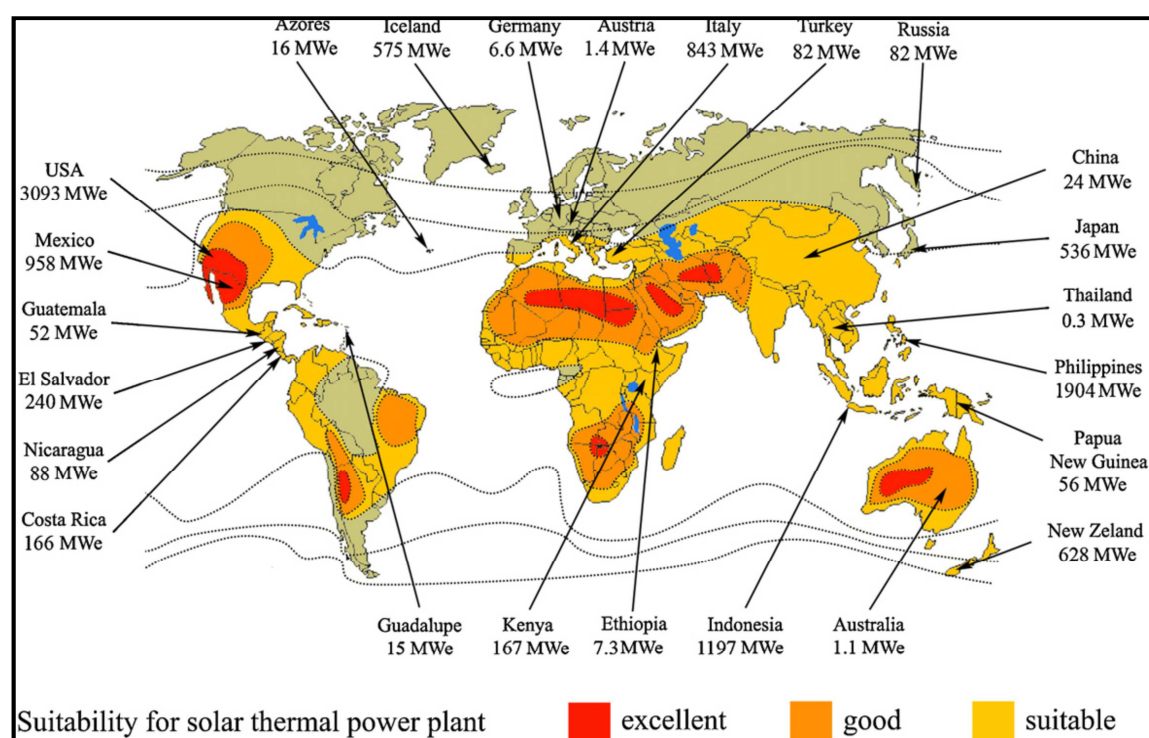


Figura 2- Distribuição dos sistemas geotérmicos existentes e zonas "sunbelt".
(Astolfi, Xodo, Romano, & Macchi, 2011)

A integração de um sistema solar com uma unidade geotérmica foi proposto por Lentz e Almanza (2006 a,b), numa possível aplicação num campo no Cerro Prieto no México. (Astolfi, Xodo, Romano, & Macchi, 2011)

O artigo do autor (Astolfi, Xodo, Romano, & Macchi, 2011) analisa a combinação concentrada de um sistema de energia solar e um sistema binário geotérmico. O ciclo ORC foi desenhado para uma utilização óptima de uma fonte geotérmica de entalpia intermédia e, de forma a aumentar a produção eléctrica, introduziram ao sistema um campo parabólico solar. Uma vez o sistema montado, analisaram o seu desempenho e posteriormente efectuaram uma

simulação de hora-a-hora para estimar a produção anual ao nível do campo solar em quatro regiões:

- Imperial, CA, USA: Localizado numa área semi-desértica perto da fronteira com o México e o campo geotérmico Cerro Prieto. O local apresenta uma irradiação e temperaturas ambientes elevadas.
- San Diego, CA, EUA: Na costa do Pacífico, onde a irradiação é razoável e o clima ameno.
- Palermo, Sicília, Itália: É uma área mais atraente de Itália para instalações de campos solares. Apresenta uma irradiação intermédia e com elevadas temperaturas ambientais.
- Pisa, Toscana, Itália: Localizada no centro de Itália, perto de Larderello. Possui o mais importante campo geotérmico italiano. Possui uma irradiação baixa e temperaturas ambientes média-baixa.

Adquiriram dados sobre a temperatura do ar e da insolação directa, de cada local em estudo, para cada mês do ano. Para cada mês do ano, um dia representativo foi definido para o estudo, e utilizados os dados de hora a hora das respectivas variáveis acima referidas.

Para o cálculo da produção da electricidade, recorreram ao MatlabTM 7.0 (TheMathWorksInc., 2005). Desta forma, simularam o comportamento do sistema usando a base de dados referente ao clima e o desempenho energético, calcularam-no com o Microsoft Excel.

	Energy production (MWh)		Incident energy (MWh/m ² /year)	Mean annual efficiency (%)			Capacity factor (%)	
	Total	Solar		Solar insolat. to heat eff.	Heat to elec. efficiency (η_{add})	Solar insolat. to elec. eff.	Solar	Total
Imperial	48,694	13,582	2.64	56.64	15.14	8.58	31.03	61.84
San Diego	50,071	11,440	2.03	56.32	16.68	9.39	25.37	62.21
Palermo	46,583	8507	1.57	55.10	16.44	9.06	24.59	68.28
Pisa	47,685	7050	1.33	52.44	16.81	8.81	20.11	71.06

Figura 3 - Resultados obtidos com a simulação dos quatro locais em estudo. (Astolfi, Xodo, Romano, & Macchi, 2011)

A figura 3 apresenta os resultados obtidos para cada um dos locais referente a produtividade, eficiência e factor de capacidade para um campo solar de 60.000 m². A média da insolação anual para a eficiência eléctrica foi de 8,5 – 9,4%.

Os resultados de hora-a-hora obtidos com a simulação para campos solares do mesmo tamanho são mostrados na fig.4. Os planos XY e o ZXY representam a produção a produção de energia eléctrica partir da energia geotérmica e do campo solar, respectivamente.

Imperial, é o local com uma produção mais elevada e constante a nível solar, onde a irradiação é elevada ao longo do ano. Em San Diego, onde as variações de temperatura ambiente são pequenas, a produção de energia eléctrica a partir da geotérmica é praticamente constante durante o ano. O pico ocorre, para os sistemas híbridos, no Verão.

Nos locais italianos, a baixa insolação provoca uma baixa produção de electricidade para campos solares com a mesma dimensão.

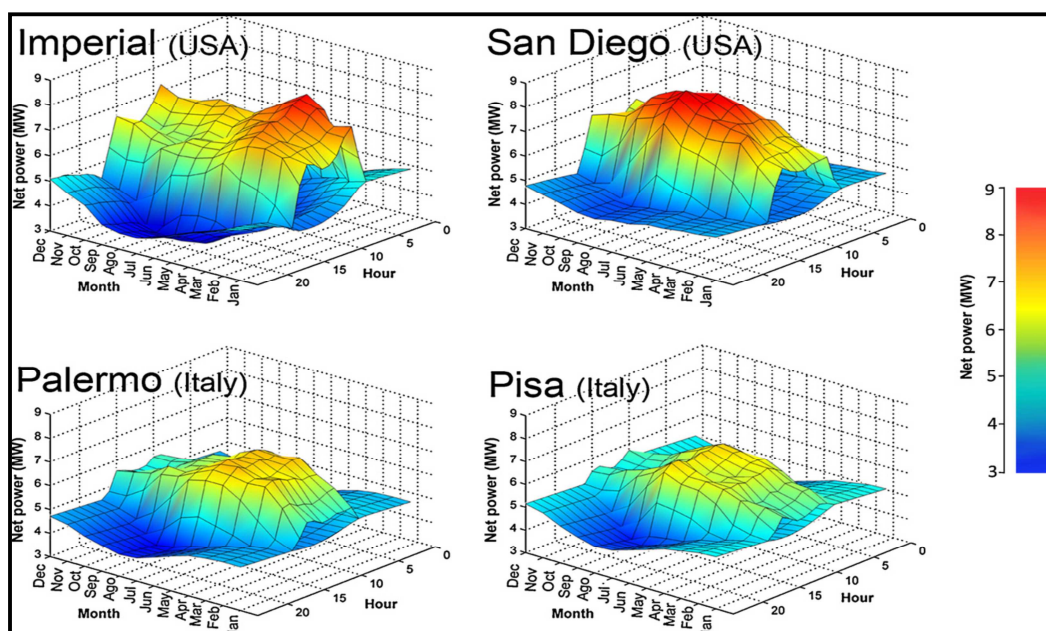


Figura 4 - Produção de electricidade a partir de energia geotérmica e solar.
(Astolfi, Xodo, Romano, & Macchi, 2011)

A figura 5 mostra os principais resultados em termos de custos nivelados de electricidade (LCOE) para cada localidade e para diferentes dimensões de campos solares. Parâmetros, tais como disponibilidade de terras para a produção de energia geotérmica e a procura da rede eléctrica, são factores mais fortes nos custos do que a influência da superfície do reflector. (Astolfi, Xodo, Romano, & Macchi, 2011)

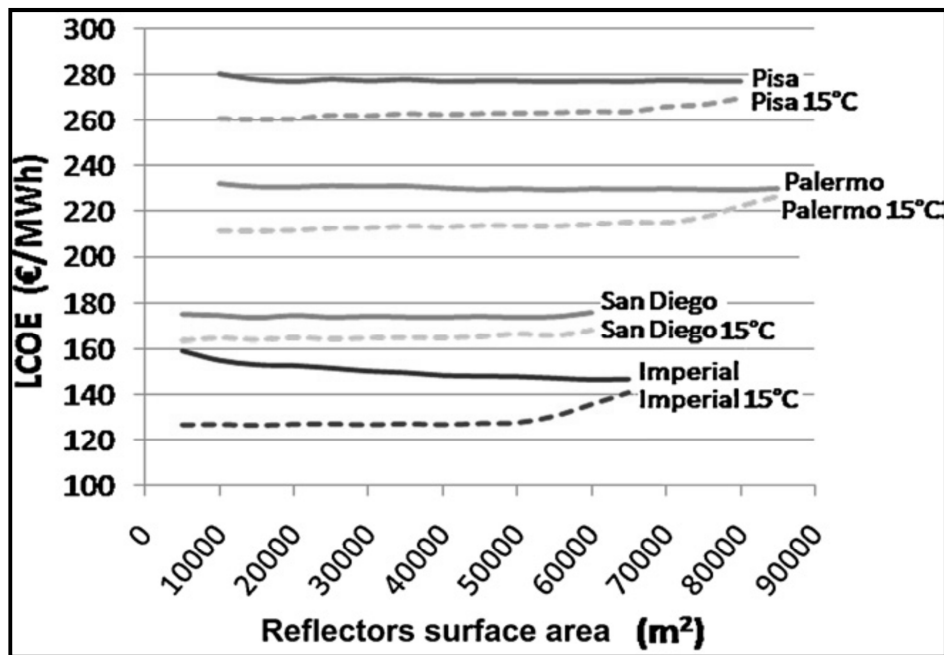


Figura 5 - Custos de electricidade nivelados em função da área do campo solar.
(Astolfi, Xodo, Romano, & Macchi, 2011)

Por fim, através de uma análise económica calcularam o custo adicional da electricidade gerado pela fonte solar. Com base no custo dos colectores solares, nivelaram o custo da electricidade entre 145 – 280 €/MWh, dependendo do local da implementação do sistema.

2.3 Projecto POWERSOL

O projecto POWERSOL (Rodríguez & Gálvez, 2007), no qual consiste a produção de energia mecânica a partir de energia solar, financiado pela Comissão Europeia no âmbito do programa específico de investigação, desenvolvimento e demonstração: "Integração e reforço do Espaço Europeu da Investigação", tem como principal objectivo o desenvolvimento de uma tecnologia de produção, de energia com base na energia solar térmica, amiga do ambiente e de custo baixo. Pretende satisfazer as necessidades básicas para as comunidades rurais ou pequenas.

A proposta centra-se no desenvolvimento tecnológico de uma unidade solar térmica baseada na produção de energia mecânica suportada por um ciclo termodinâmico com aquecimento solar. Este projecto consiste em otimizar o ciclo de forma a produzir energia mecânica de baixa-media entalpia. Para tal, é realizado testes experimentais com determinados fluidos de trabalho e três protótipos de colectores solares.

Os principais objectivos do projecto salientam-se em modelar um ciclo termodinâmico com aquecimento solar (seleccionar as condições de contorno mais adequadas e fluidos de trabalho em três diferentes faixas de temperaturas). Desenvolvimento e construção de três protótipos de colectores solares, optimizados para operar a temperaturas de 80°C, 100°C-150°C e 200°C-250°C. Os colectores dividem-se em um de chapa plana estática, um concentrador parabólico composto estático e outro parabólico simples. Uma avaliação técnica completa, económica em comparação com as tecnologias convencionais e do impacto final potencial social e de desenvolvimento.

Em muitas áreas do mediterrâneo a falta de electricidade ou a escassez de água potável limita a sociedade, onde os recursos solares são abundantes. Essa sociedade necessita de sistemas simples, fáceis de operar, e controlar e sem a necessidade de técnicos qualificados. É neste tipo de contexto que o projecto insere-se, criar uma tecnologia optimizada diferente das convencionais, para a produção de electricidade a partir de energia solar.

Os sistemas fotovoltaicos não são os mais adequados para satisfazer as mais básicas necessidades das pequenas comunidades em áreas remotas, pois são tecnologias de elevado custo, baixa eficiência e normalmente utilizam pilhas para armazenamento de energia. Devido ao tipo de clima, à manutenção, à substituição de equipamentos e os problemas operacionais seriam frequentes. (Rodríguez & Gálvez, 2007)

A figura 6 esquematiza o conceito da tecnologia POWERSOL. A energia mecânica é directamente produzida a partir de energia solar térmica, que pode ser usada na produção de electricidade através de um gerador. Por outro lado, a aplicação pode ser usada na produção de água salobra ou água do mar dessalinizada por acoplamento de uma bomba à saída, que eleve a pressão. O fluido de trabalho pode ser aquecido directamente ou indirectamente pela energia solar.

Nos colectores solares utilizam-se temperaturas de baixa-media entalpia. As três faixas de temperaturas acima mencionadas, são consideradas em uma avaliação comparativa para diferentes aplicações e condições tecnológicas da comunidade em que o sistema será instalado.

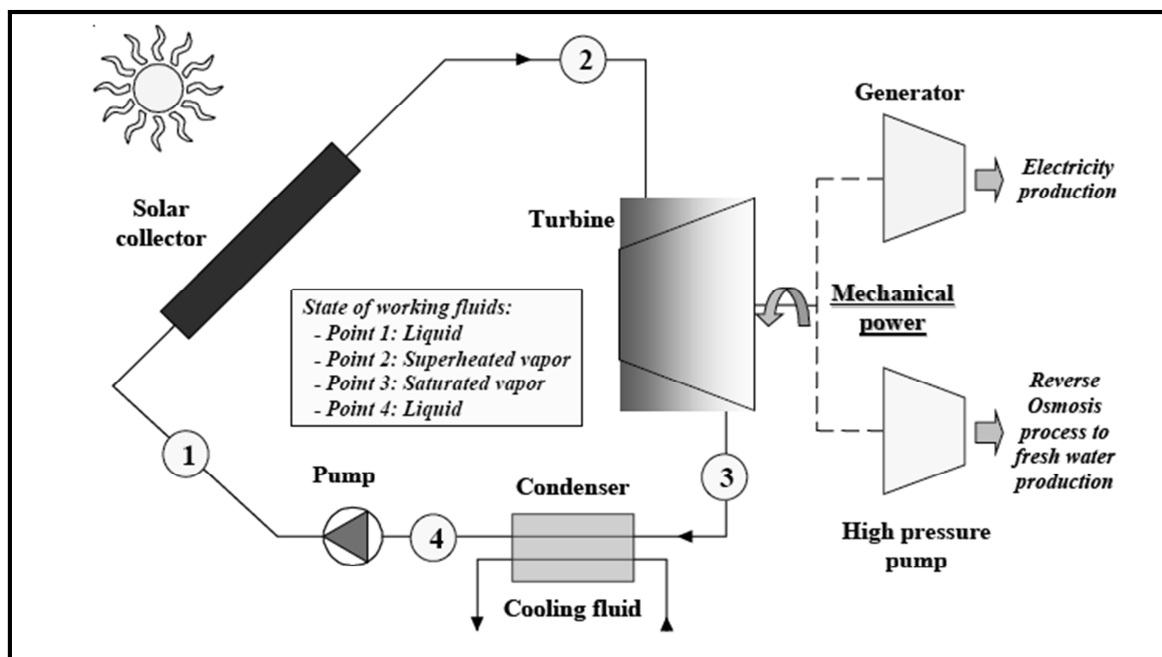


Figura 6 - Sistema POWERSOL. (Rodríguez & Gálvez, 2007)

2.4 Sistema solar ORC combinado a um processo de dessalinização Osmose Reversa

Um ciclo solar ORC combinado a um processo de dessalinização de osmose reversa, segundo o autor (Nafey & Sharaf, 2010), oferece uma fonte alternativa à produção de água potável em zonas remotas, onde a poluição e escassez da mesma é notável.

O Egito é considerado um dos países com elevados níveis de insolação (6-8 kWh/m²/dia) e com 3600h/ano de horas de sol. Com base neste pressuposto, a utilização da energia solar disponível é uma alternativa renovável para a produção de água potável extraída do mar ou dos soterrada O principal objectivo prende-se em usufruir a energia disponível gratuitamente e renovável sem prejudicar o ambiente.

O ciclo de Rankine Orgânico é considerado pelo autor, em possuir a única propriedade *"that are well suited to solar power generation"*. O seu trabalho consiste num ciclo constituído por um colector, uma turbina, um condensador, uma bomba e uma unidade para o processo de dessalinização. (fig.7)

O autor usufruiu do ambiente computacional Matlab/Simulink para o cálculo do desempenho e esquematização do sistema

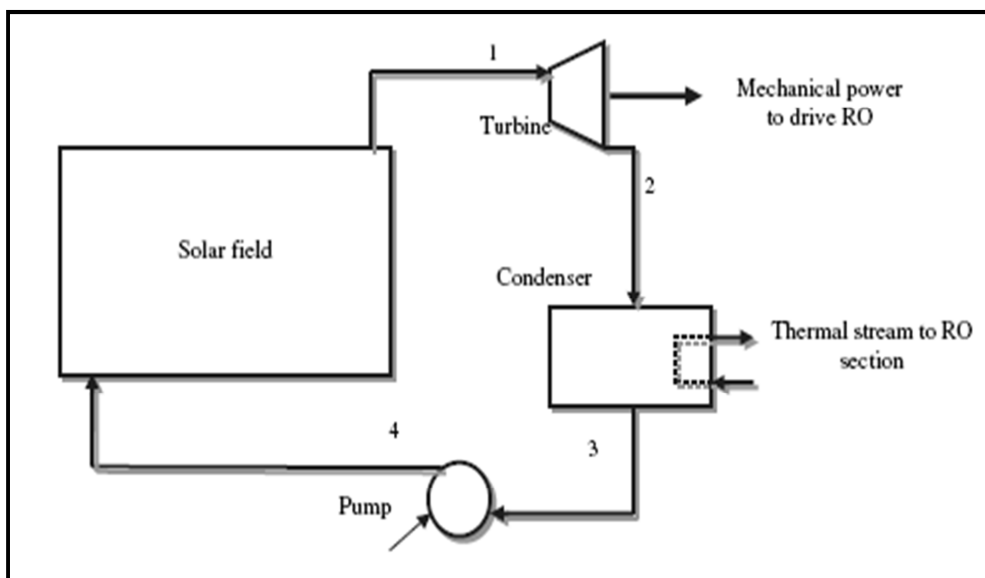


Figura 7 - Sistema solar ORC para o processo de dessalinização. (Nafey & Sharaf, 2010)

Na sua opinião, os colectores fotovoltaicos são caros e de baixa eficiência em ciclos termodinâmicos de media-alta entalpia. O método geral de conversão de energia térmica em energia mecânica, para estes casos, é a aplicação de vários processos sobre o fluido de trabalho do ciclo.

A produção de energia através de colectores solares térmicos de média entalpia, são suficientes para uma produção de dezenas de MW baseada em ciclos de Rankine.

O uso de energia solar térmica pelo meio acima citado, tem potenciais interessantes e de maior eficiência.

O ciclo de Rankine é usado em sistemas convencionais solares na produção de electricidade. Para tal, recorreu a colectores parabólicos apropriados para temperaturas médias. Também pode ser usado em sistemas de altas temperaturas, como heliostates e em tecnologias de prato parabólico.

O tipo de aplicação em estudo, é interessante em pequenas e médias comunidades em desenvolvimento e áreas com grande nível de insolação.

Diferentes fluidos de trabalho são estudados, como: butano, isobutano, R134a, R152a, R245ca e R245fa para o colector solar plano. O R-113, R-123, hexano e o pentano são analisados ao nível do colector CPC. No colector PTC utilizam o dodecano, nonane, entre outros. O critério de selecção para os fluidos acima mencionados baseia-se nos pressupostos citados pelo autor (Rayegan, 2011)

A análise do desempenho do ciclo foi realizada de acordo com diferentes condições de operação.

Consoante as diferentes condições de trabalho, o aumento da temperatura de evaporação no condensador provoca, um aumento na potência à saída da turbina, na eficiência do ciclo, no trabalho debitado pela turbina, na potência específica consumida e na pressão de operação do processo de osmose reversa. Consequentemente ocorre uma diminuição na área do colector, no caudal do fluido de trabalho, na área do condensador e na carga térmica do condensador.

O autor (Delgado-Torres & Rodríguez, 2010) é da mesma opinião do autor (Nafey & Sharaf, 2010), de que a dessalinização através da tecnologia da osmose reversa pela energia solar é uma tecnologia renovável prometedora. A combinação de um sistema solar ORC com a osmose reversa é uma aplicação útil, onde a água é escassa.

A energia solar necessária ao ciclo ORC é fornecida por meio de um colector solar fixo. Com base no ciclo, doze substâncias, candidatas a fluidos de trabalho e quatro tipos de colectores solares estacionários são estudados (colector plano, colector parabólico composto e colector tubo de vácuo). São estudadas as condições de funcionamento do sistema solar ORC que minimize a área de abertura necessária por unidade de potência, para cada tipo de fluido e colector solar.

O primeiro estudo é feito com base numa configuração de produção directa de vapor com um colector solar, onde a água é o fluido que faz a transferência de calor para o ciclo ORC. Posteriormente, é adicionado ao sistema um trocador de calor, o sistema passa a designar-se por ciclo solar regenerativo ORC.

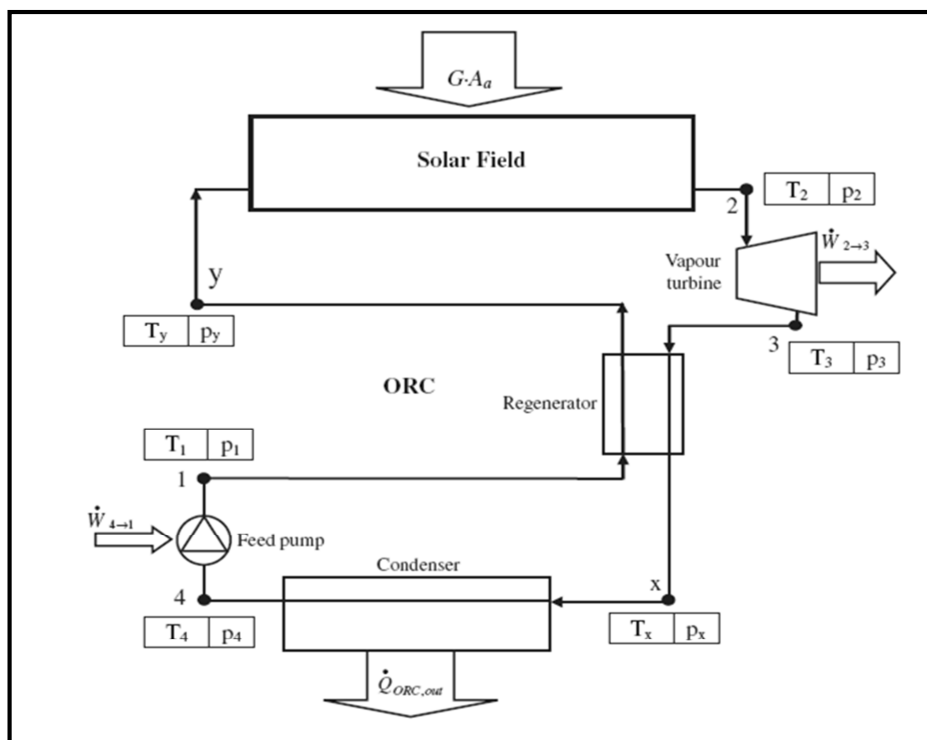


Figura 8 - Ciclo regenerativo ORC de produção directa de vapor. (Delgado-Torres & Rodríguez, 2010)

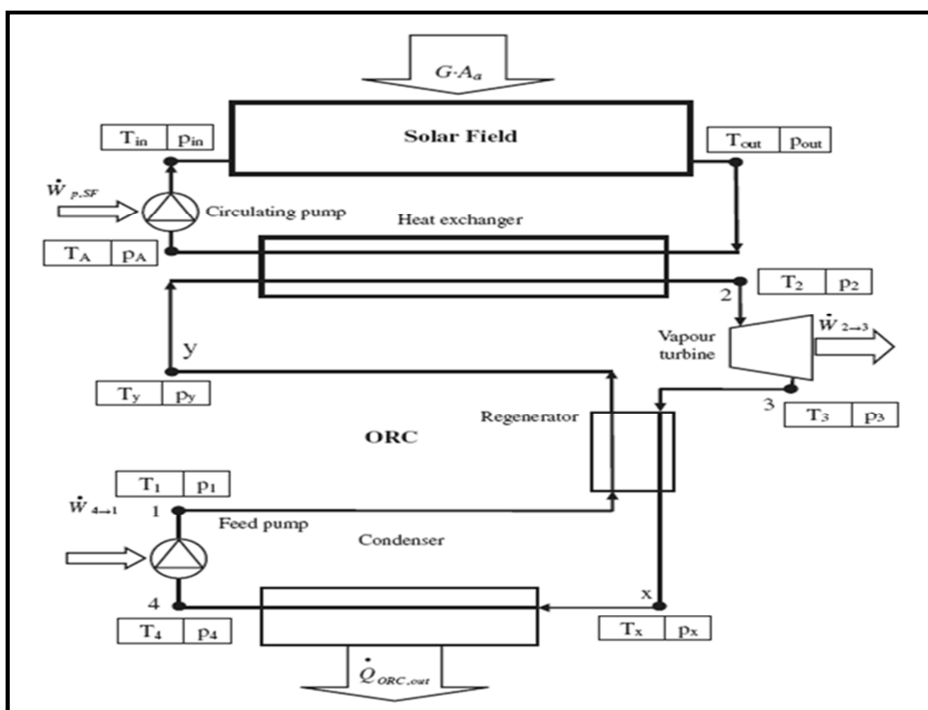


Figura 9 - Ciclo regenerativo ORC para transferência de calor. (Delgado-Torres & Rodríguez, 2010)

As substâncias favoráveis a operar em ciclos solares ORC, de baixa entalpia devem não prejudicar a camada do ozono e possuir pouco impacto no aquecimento global.

Uma das principais vantagens da utilização em utilizar fluidos orgânicos como fluido de trabalho no ciclo de Rankine, está na inclinação da curva da linha de entropia de vapor saturado, diagrama T-s.

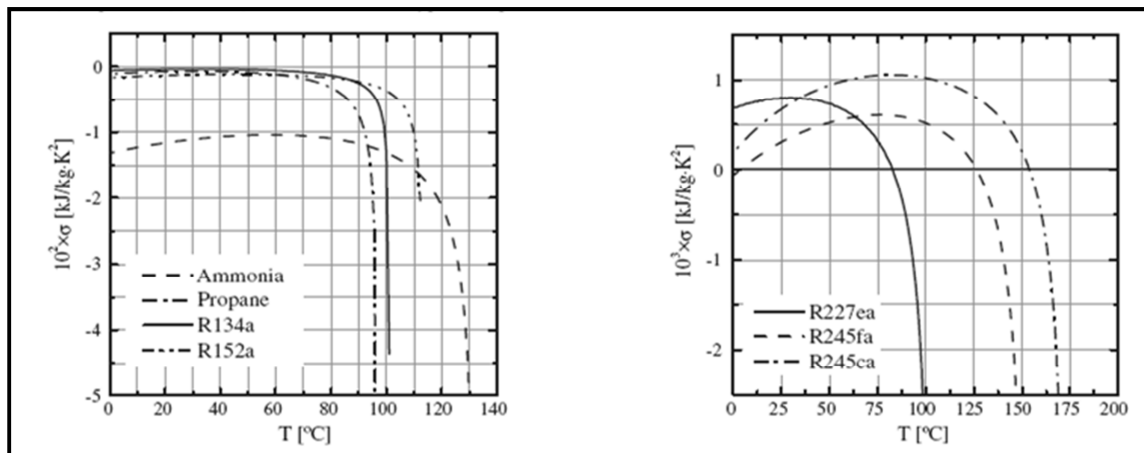


Figura 10 - Diagrama T-s. (Delgado-Torres & Rodríguez, 2010)

O fluido R134a apresenta uma inclinação negativa, pode-se assim considera-lo como um fluido húmido. Enquanto, o R245fa apresenta uma inclinação positivo por ser um fluido seco, o que condiciona a não ocorrência de condensação do vapor durante a expansão na turbina. Isso evita o uso desnecessário do sobreaquecimento do fluido no ciclo.

Os modelos escolhidos para os diferentes tipos de colectores foram os seguintes:

- Colector de placa plana: VITOSOL 200F e SchucoSol;
- Colector parabólico composto: aoSol 1.12X;
- Colector tubo de vácuo: VITOSOL 300

A figura 11 representa a curva de eficiência de cada colector em função da diferença entre a temperatura média do fluido e a temperatura ambiente para uma irradiação sobre a abertura do colector de 100W/m².

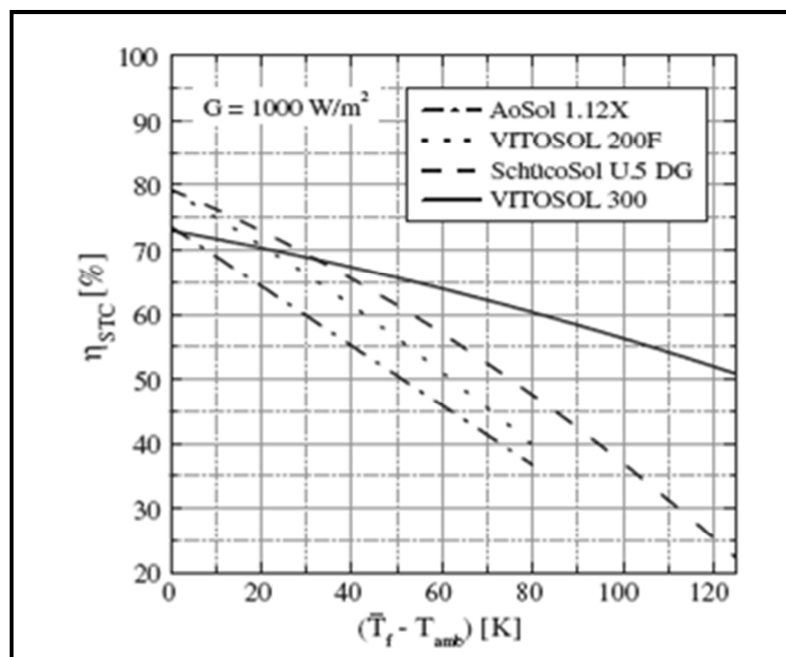


Figura 11 - Eficiência do coletor vs diferença entre temperatura média do coletor e ambiente. (Delgado-Torres & Rodríguez, 2010)

Com os resultados obtidos para o sistema solar regenerativo ORC, os fluidos húmidos apresentam rendimentos baixos quando comparados aos fluidos húmidos.

A tabela seguinte indica para cada tipo de sistema solar ORC e coletor solar, a área necessária de colectores por KW.

Tabela 1- Tipo de coletor vs Área necessária. (Delgado-Torres & Rodríguez, 2010)

Tipo de coletor	DVG(m2/kW)	HTF(m2/kW)
CPC AoSol 1.12X	19-20	25-26
FPC VITOSOL 200F	17-18	22-23
FPC SchucoSol U.5	15	18
ETC VITOSOL 300	10-11	12

A influência da configuração do ciclo é maior no ciclo regenerativo do que no do não regenerativo, para fluidos de trabalhos secos, em todos os colectores.

O autor afirma que com os resultados obtidos, a tecnologia de osmose reversa pode ser agregado a um sistema solar ORC.

2.5 Produção de electricidade a partir de calor residual industrial

Os ciclos ORC são mais eficientes na conversão de calor a baixa temperatura na produção de energia eléctrica. Porém, poderá também ser viável em aplicações de elevadas temperaturas para produções pequenas. (Larjola, 1995)

O artigo do autor (Larjola, 1995) cita um sistema ORC, no qual é usado um turbo gerador de alta velocidade que faz com que o ciclo ORC seja pequeno, hermético, simples e reduz significativamente as despesas de manutenção.

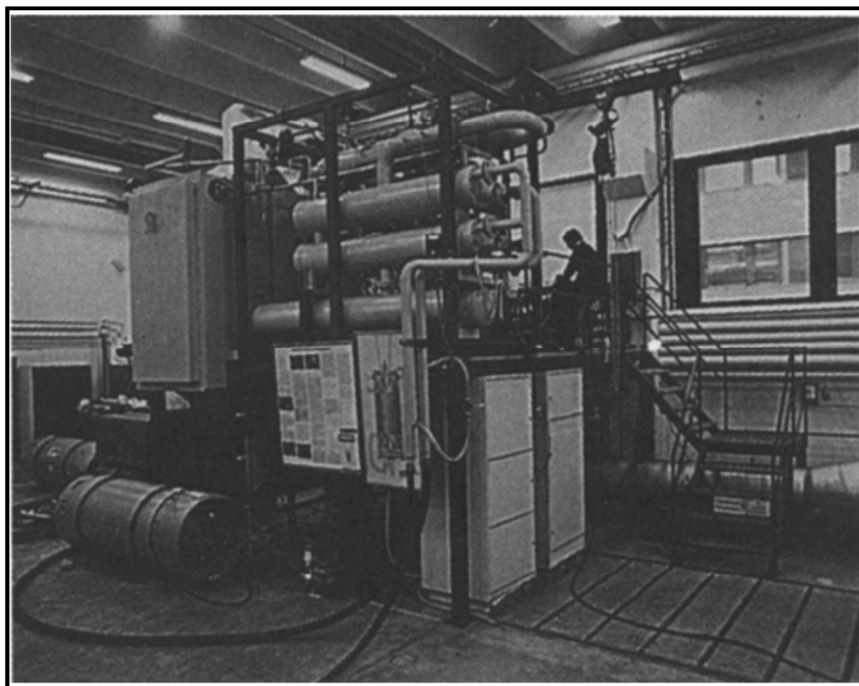


Figura 12 - Protótipo de um ciclo ORC com base na tecnologia de alta velocidade. (Larjola, 1995)

O calor proveniente da combustão de motores e dos processos industriais, como os gases quentes dos fornos nas indústrias, os gases de escape dos motores a diesel e turbinas a gás, podem ser aproveitados usando um ciclo ORC.

Quando a fonte de calor é proveniente de resíduos, melhores eficiências são obtidas com um adequado fluido orgânica a operar no ciclo de Rankine, devido ao facto da vaporização específica do fluido ser menor. Além disso, a queda baixa de entalpia na turbina promove um design simples.

A Aplicação básica deste tipo de sistemas em estudo é na produção de electricidade a partir de calor residual, sendo possível abastecer a procura das aldeias remotas em países em

desenvolvimento. Pode ainda suportar a energia geotérmica ou ser fonte primária de energia para veículos

2.6 Avaliação de fluidos e de condições de trabalho no ciclo ORC

A radiação solar tem maior capacidade e menor tempo de recuperação entre as energias sustentáveis. Os ciclos solares térmicos não possuem custos competitivos com as usinas térmicas convencionais. Os custos podem ser reduzidos através da melhoria do desempenho do sistema. (Rayegan, 2011)

O procedimento para seleccionar o fluido de trabalho para o ciclo de Rankine Orgânico é evidenciado no artigo do autor (Rayegan, 2011). Segundo este, tem um grande efeito na operação, na eficiência e no impacto do ambiente do sistema.

Baseado na sua opinião, desenvolve um procedimento para comparar capacidades de fluidos de trabalho, candidatos a serem utilizados em ciclos de Rankine solar, com características semelhantes. Para tal, recorre à base de dados Refprop 8.0. e considera 117 fluidos orgânicos.

A selecção é feita tendo em conta a componente molecular, diagrama de temperatura – entropia, o efeito do fluido na eficiência térmica, na potência líquida gerada, na qualidade do vapor à saída da turbina, e na eficiência exergetica do ciclo de Rankine.

Na selecção dos fluidos, tiveram em conta o seu comportamento, face ao tipo de colector, em dois níveis diferentes de temperatura e em duas categorias diferentes de fluidos: os refrigerantes e não refrigerantes. Os 11 fluidos seleccionados, são aplicáveis em sistemas de baixa-media entalpia.

O autor conclui, com base nos resultados obtidos, que a redução de irreversibilidades e a melhoria de eficiência através da exergia, melhora a eficiência do colector em 5 %-35%.

O efeito da regeneração sobre a eficiência exergetica do ciclo é dependente do tipo de fluido. Porém, o efeito da melhoria da eficiência do colector sobre a eficiência exergetica do ciclo é independente do fluido utilizado.

Para os dois níveis de temperatura considerados no estudo, os fluidos com maior complexidade molecular tem uma maior influencia na eficiência do ciclo.

Consoante a inclinação da curva de temperatura-entropia ser infinita, positiva ou negativa, os fluidos de trabalho podem ser classificados em isentrópico, seco ou húmido.

Os fluidos secos ou isentrópicos são os mais adequados para operar nos ciclos ORC. Isso deve-se ao facto, de após a expansão, continuarem no estado sobreaquecido. O que se reflecte

numa melhor eficiência de trabalho na turbina, por não existir gotículas de líquido à saída da turbina.

2.6.1 Ciclo termodinâmico

O processo de absorção de calor pode terminar num estado de vapor saturado ou sobreaquecido. Normalmente, o sobreaquecimento no ORC aumenta a eficiência térmica mas diminui a sua eficiência exergética. Consequentemente, ciclos sobreaquecidos não são recomendados, a não ser que se pretenda maior potência à saída da turbina. Temperaturas elevadas no colectador solar aumentam a perda de calor no ciclo.

No presente estudo, o autor considera ciclos ORC saturados e não sobreaquecidos e para tal determina as temperaturas e as pressões limites a que o sistema deve operar. A pressão limite do ciclo ORC, as temperaturas baixas na condensação e o ponto crítico do fluido de trabalho, são os critérios que têm por base a pré-selecção dos fluidos.

2.6.2 Factores que influenciam o desempenho do ciclo ORC

A eficiência térmica, a potência à saída da turbina, a qualidade do vapor à saída da turbina e a eficiência exergética do ciclo, são os factores dominantes no desempenho do ORC.

Para temperaturas elevadas de evaporação, o R-245fa tem um baixo desempenho (fig.13 e 14) e começa a melhor para temperaturas mais baixas. (fig.15 e 16)

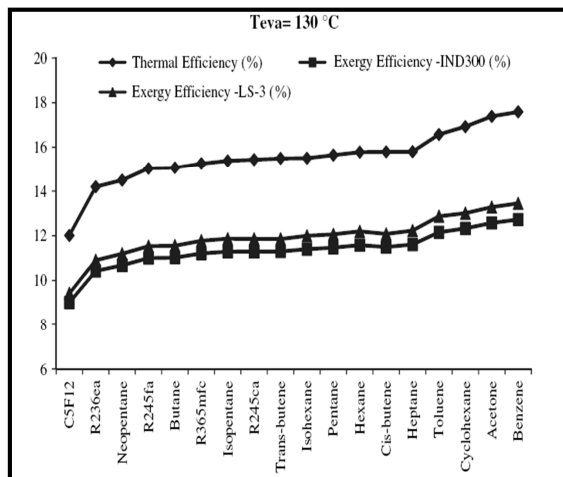


Figura 13 - Eficiência térmica e exergética para os diferentes fluidos de trabalho. (Rayegan, 2011)

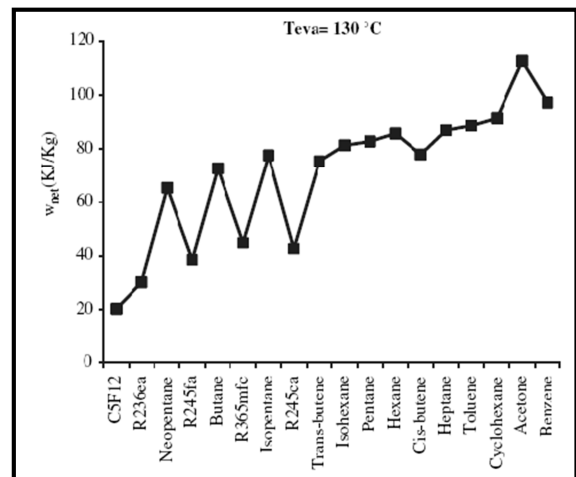


Figura 14 - Potência à saída da turbina vs tipo de fluidos. (Rayegan, 2011)

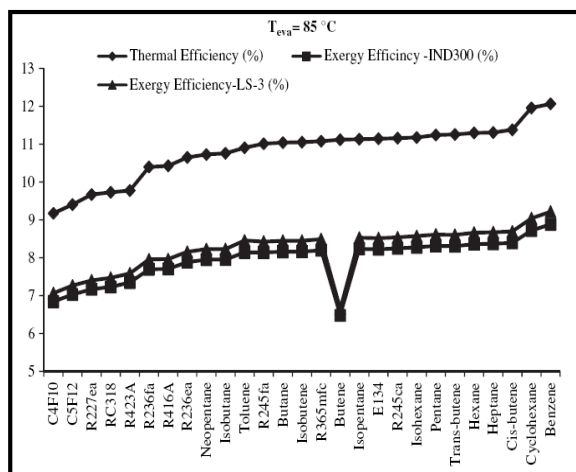


Figura 15 - Eficiência térmica e exergética vs Tipos de fluidos. (Rayegan, 2011)

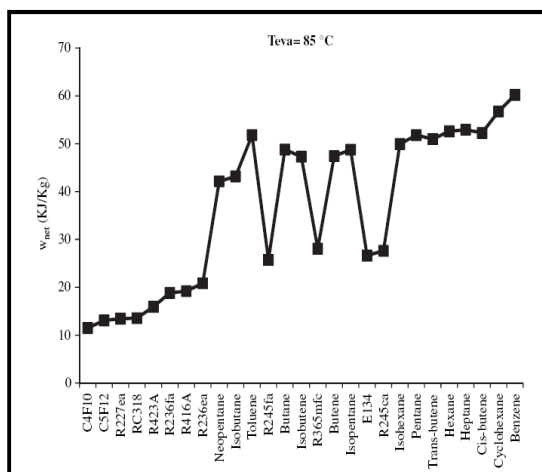


Figura 16 - Potência à saída da turbina vs Tipos de fluidos. (Rayegan, 2011)

O autor (Rayegan, 2011) considerou três níveis de temperaturas para os respectivos colectores solares:

- Baixa temperatura, menor que 85° - Colector plano;
- Média temperatura a variar entre 130° - 150° - Colector tubo de vácuo;
- Altas temperaturas à saída do colector maior que 150° - Colectores parabólicos;

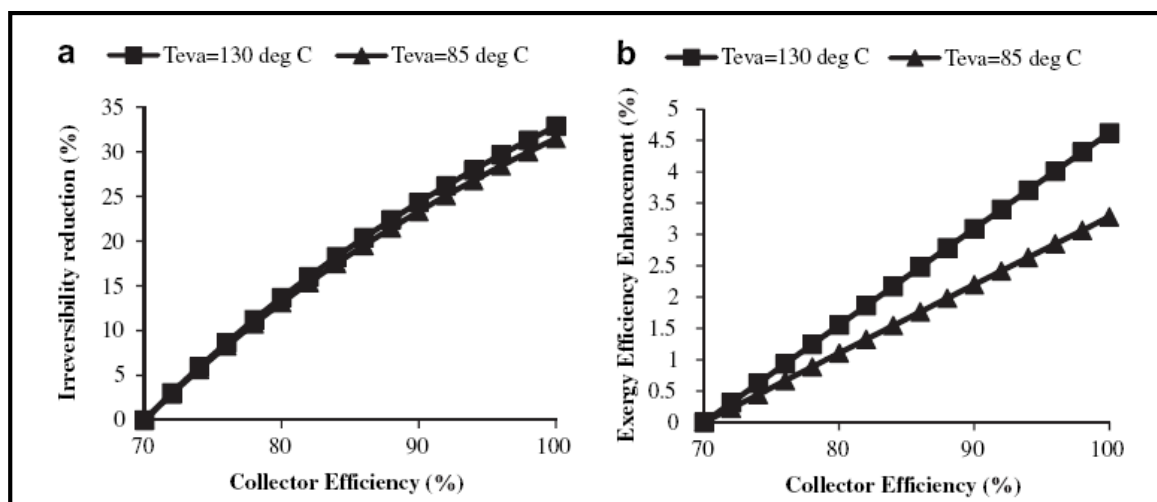


Figura 17 - Irreversibilidades e eficiência exergética vs Eficiência do colector. (Rayegan, 2011)

Os fluidos seleccionados para o ciclo solar ORC a operar a temperaturas médias foram:

- R245fa e R-245ca no grupo dos fluidos refrigerantes
- Acetona, Benzeno no grupo dos fluidos não refrigerantes com elevado desempenho
- Butano, Isopentano, entre outros com médio desempenho no grupo dos não refrigerantes.

Os fluidos seleccionados para o ciclo solar ORC a operar a temperaturas baixas foram:

- R245fa , R-245ca, E134a no grupo dos fluidos refrigerantes
- Benzeno entre outros no grupo dos fluidos não refrigerantes com elevado desempenho)
- Butano, lbutano, entre outros com médio desempenho no grupo dos não refrigerantes.

Outro aspecto a ter em conta na selecção do fluido do trabalho é a complexidade molecular. Dos fluidos presentes na figura 13, o R-245fa apresenta um valor razoável para tal factor.

Working fluid	σ
Acetone	-2.13
Benzene	4.22
Butane	1.78
Cis-butene	-1.18
Cyclohexane	8.97
E134	-0.3
Isobutene	0.56
Isopentane	7.2
R-245ca	4.33
R-245fa	2.76
Trans-butene	0.14

Figura 18 - Complexidade molecular vs Tipos de fluidos. (Rayegan, 2011)

O principal critério na selecção de um fluido de trabalho, neste estudo, foi a eficiência térmica e a exergia. Fluido com a mesma ordem de eficiência e exergia, a potência líquida foi o factor de desempate

Todos os fluidos que possam possuir grandes quebras de entalpia à saídas da turbina, o que leva á produção de líquido, são candidatos a serem logo eliminados.

Para os ciclos ORC de média-baixa entalpia, o autor recomenda como fluido de trabalho o R-245fa e o R-245ca.

2.6.2 ORC e o fluido CO₂ no estado supercrítico

O autor (Yamaguchi, Zhang, & Fujima, 2006) propõe um sistema solar ORC para a produção de electricidade e energia térmica. É composto por um colector tubo de vácuo, uma turbina para a produção de electricidade, um sistema de recuperador de calor que suporte altas temperaturas e outro para temperaturas baixas e, uma bomba de alimentação. O ciclo é alimentado pelo fluido de trabalho CO₂ supercrítico. (Fig.19)

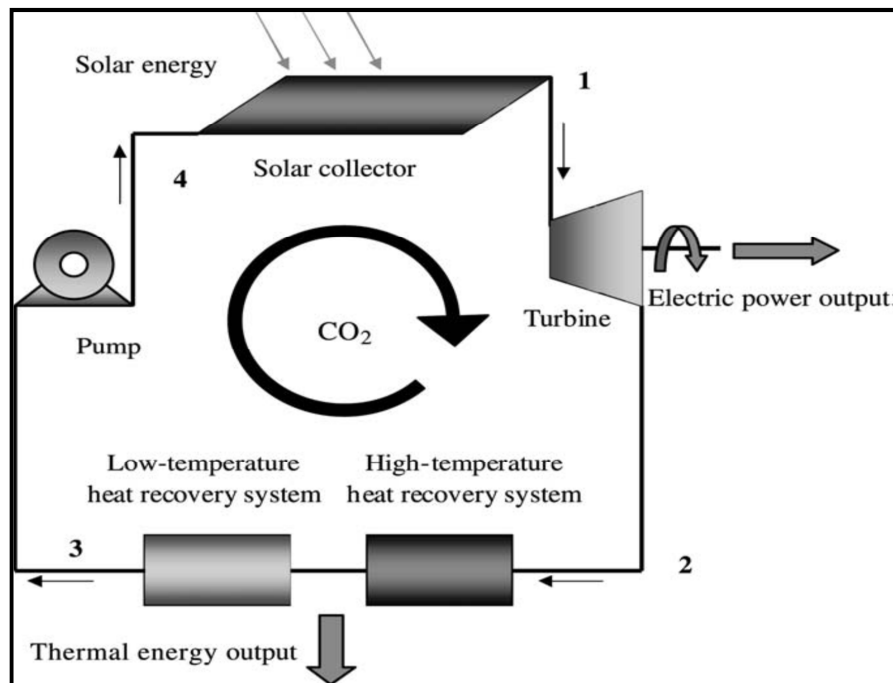


Figura 19 - Ciclo ORC vs Produção de electricidade e recuperação de calor. (Yamaguchi, Zhang, & Fujima, 2006)

Os colectores de tubo de vácuo fazem com que o fluido de trabalho atinge altas temperaturas e passe ao estado supercrítico. Este, por sua vez, acciona a turbina que permite a produção de electricidade. O calor que sai da turbina é recuperado e pode ser aplicado na refrigeração, ar condicionado, água quente, entre outras aplicações.

Um protótipo experimental foi projectado, construído e testado em condições típicas de Verão em Kyoto, Japão. Constataram, que o CO₂ atinge eficazmente o estado supercrítico e o sistema funciona de maneira estável em regiões trans-críticas. A eficiência da turbina na produção de electricidade é de 0,25% e a da recuperação de calor de 0,65%.

Este estudo mostra o potencial que um sistema solar ORC possui com o CO₂ a operar como fluido de trabalho, fornece uma possibilidade de cogeração e evita riscos de toxicidade ou inflamabilidade da amônia e hidrocarbonetos.

O autor (Yamaguchi, Zhang, & Fujima, 2006) refere que o sistema em estudo é adequado para aplicações comerciais, em hotéis, escolas, hospitais, edifícios, habitações multifamiliares entre outras, que podem ao mesmo tempo beneficiar de uma fonte independente com capacidade de produzir electricidade e outra aplicação desejada pelo utilizador. É uma energia limpa e confiável, no local e no momento do uso.

2.6.3 Desempenho do ciclo ORC perante diferentes condições de temperatura

O autor (Roy, Mishra, & Misra, 2011) apresenta uma análise de um ciclo de Rankine Orgânico não regenerativo com base em parâmetros de optimização, usando como fluidos de trabalho o R-12, R-123, R-134a e o R-717, sobreaquecidos a pressão constante.

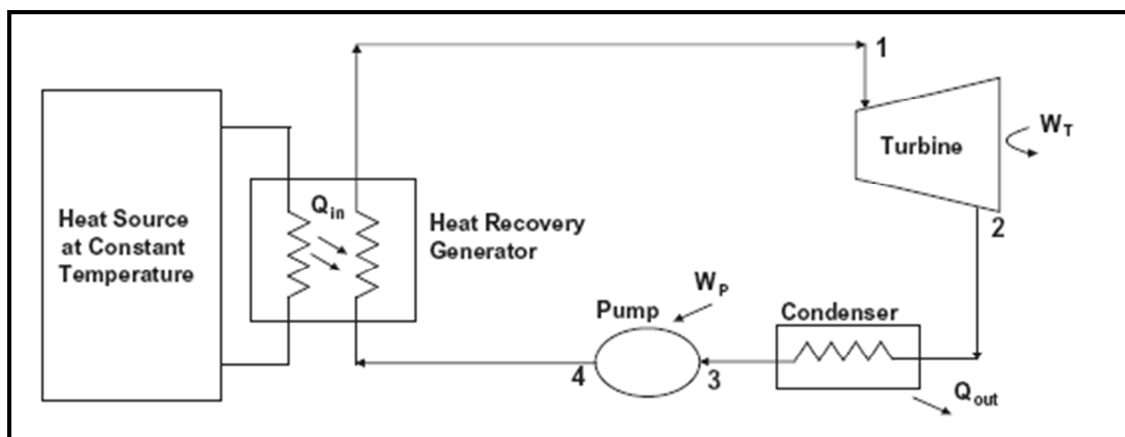


Figura 20 - Componentes básicos de um ciclo ORC. (Roy, Mishra, & Misra, 2011)

O ciclo ORC é considerado pelo autor (Roy, Mishra, & Misra, 2011) como sendo um sistema ecológico de tamanho pequeno e sem emissões de gases de escape ou poluentes para a atmosfera. Este tipo de ciclo tem a capacidade de utilizar várias fontes de baixa entalpia para produzir energia.

O aquecimento ambiental tem obrigado os investigadores a desenvolverem tecnologias de conversão de energia em electricidade sem causar poluição ambiental. Cerca de 50% de calor de baixa entalpia provém do calor residual industrial. Na opinião do autor, a sua utilização

noutras aplicações proporciona a redução da poluição térmica, reduzindo o efeito de estufa causado pelas emissões de gases e favorece a conservação de energia.

Quando o ORC é utilizado em um processo deste tipo, a eficiência térmica é limitada. Então, torna-se necessário solucionar o problema. Uma das formas consiste na escolha do fluido de trabalho correspondente à fonte de calor disponível e estudar as condições de trabalho, que proporcionem melhores resultados ao sistema.

Os fluidos de trabalho são classificados em três grupos com base em sua inclinação de saturação de vapor, diagrama T-s. Podem possuir uma inclinação positiva, negativa ou infinita., respectivamente são: secos, húmidos ou isotrópicos.

Os resultados obtidos foram comparados em relação à sua habilidade para converter o calor de baixa entalpia em potência. Para tal, desenvolveram um programa em Matlab 7.0 para otimizar parametricamente e comparar a primeira e segunda lei da termodinâmica, irreversibilidades do sistema, o rendimento da turbina e o fluxo de massa do fluido com o aumento da temperatura à entrada da turbina mantendo a pressão constante.

Com base na presente análise, os resultados foram os seguintes:

[1] Aumentar a temperatura à entrada da turbina e manter constante a temperatura da fonte de calor:

- As irreversibilidades são não-lineares;
- O fluido R-134a proporciona um baixo rendimento da eficiência do sistema e elevado grau de irreversibilidades;
- A variação do fluxo de massa decresce linearmente para o fluido R-134a;

[2] Aumentar a temperatura à entrada da turbina e variar a temperatura da fonte de calor:

- As irreversibilidades aumentam;
- O R134a apresenta uma baixa eficiência do rendimento e com elevado grau de irreversibilidades;

[3] O fluxo de massa do sistema cresce linearmente com a variação da potência da turbina, e decresce não linearmente para os fluidos de trabalho R-12,R-134 e R-717. (Fig.21)

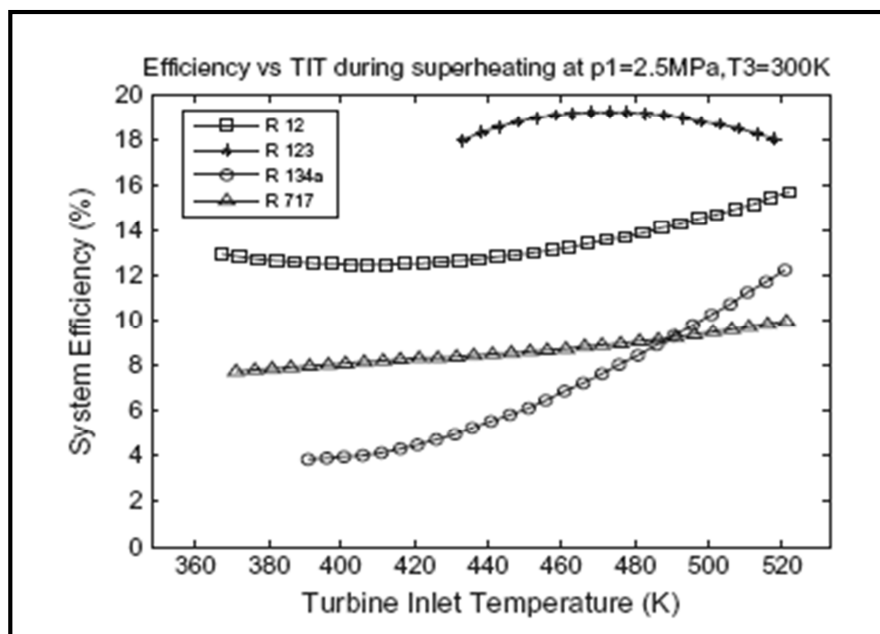


Figura 21 - Eficiência do ciclo vs Temperatura à entrada da turbina. (Roy, Mishra, & Misra, 2011)

[4] A inclinação da curva de vapor saturado e uma pressão constante na adição e rejeição de calor, provoca uma variação na potência da turbina com o aumento do fluxo de massa do sistema.

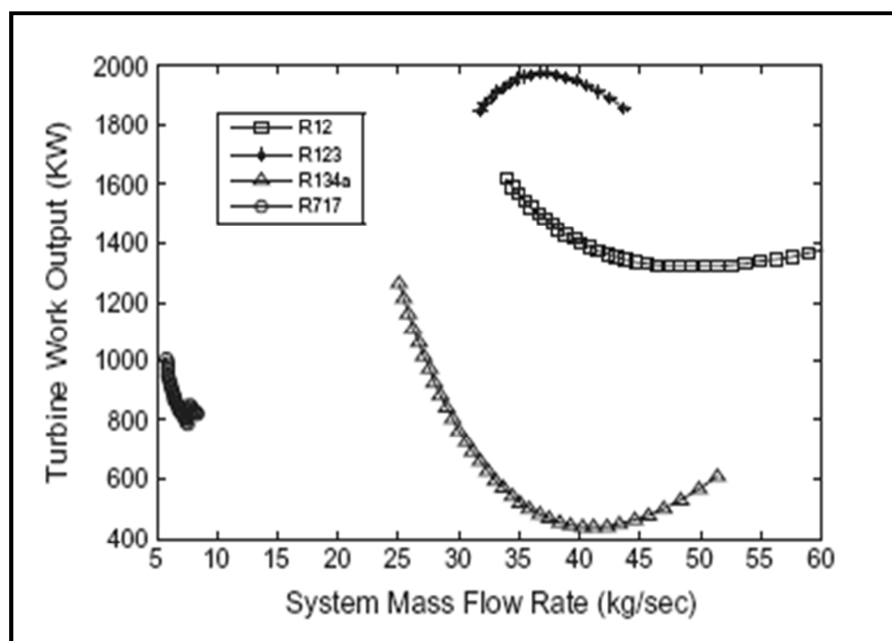


Figura 22 - Fluxo de massa vs potência da turbina. (Roy, Mishra, & Misra, 2011)

[5] A temperatura à saída da turbina aumenta linearmente com o aumento da temperatura à entrada da mesma. O fluido que melhor representa essa conclusão é o R-134a.

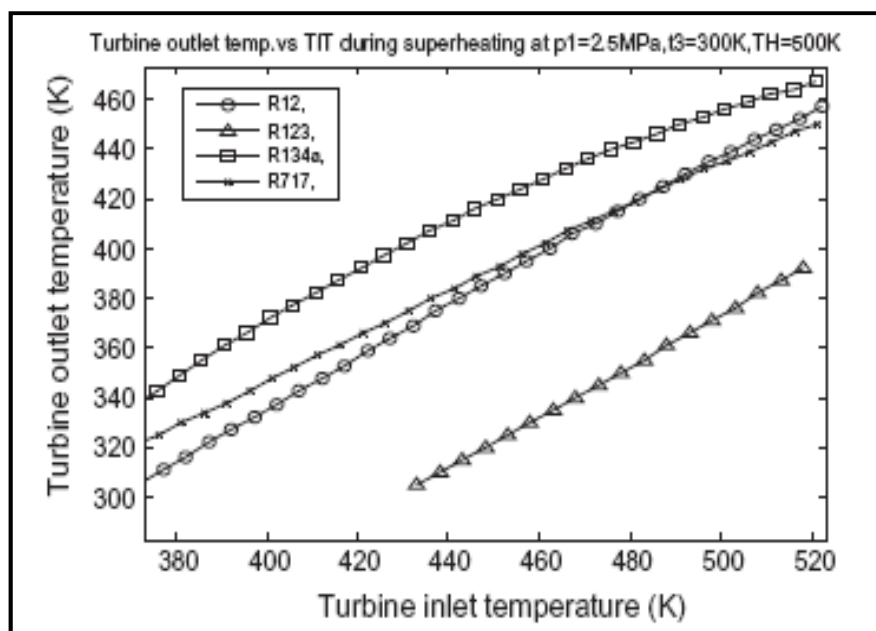


Figura 23 - Temperatura à entrada da turbina vs Potência da turbina. (Roy, Mishra, & Misra, 2011)

O desempenho do ciclo não regenerativo ORC durante o sobreaquecimento dos fluidos de trabalho R-134 e R-12, sob as mesmas condições, é praticamente o mesmo. Por isso, o último pode ser substituído pelo primeiro, pois o desempenho do ciclo não é afectado.

2.6.4 Avaliação do fluido R-245fa no desempenho do ciclo ORC

Outro exemplo de um sistema solar ORC projectado, construído e testado, no qual o R-245fa é utilizado como fluido de trabalho, é proposto pelo autor (Wang, Zhao, & Wang, 2010), implementado em Tianjin, China.

O objectivo deste trabalho prende-se em apresentar aplicações viáveis com os sistemas solares ORC de baixa-media entalpia e investigar o desempenho do r245fa, face as condições climáticas do local acima citado.

Segundo o autor (Wang, Zhao, & Wang, 2010) alguns trabalho, a nível mundial, tem sido desenvolvidos sobre sistemas solares ORC de media entalpia, com uso de diferentes fluidos de trabalho. Goswami *et al.* (1999), propôs um novo ciclo combinado de de produção de electricidade e refrigeração utilizando a amónia e a água, com eficiências térmicas de 23,54%.

Na Grécia, utilizando o R-134a, Monolakosa *et al*, (2005) construiu um ciclo solar ORC de baixa-media entalpia para o processo de dessalinização osmosis reversa, com eficiências de 4%. (Wang, Zhao, & Wang,2010)

A figura 24 mostra o esquema do sistema construído e testado experimentalmente.

Um colector de tubo de vácuo, um colector placa plana e um “*taylor made*” são incorporados no sistema. O último componente permite a expansão do fluido, a energia solar é convertida em potência no eixo do sistema e o restante calor fica disponível para outras aplicações.

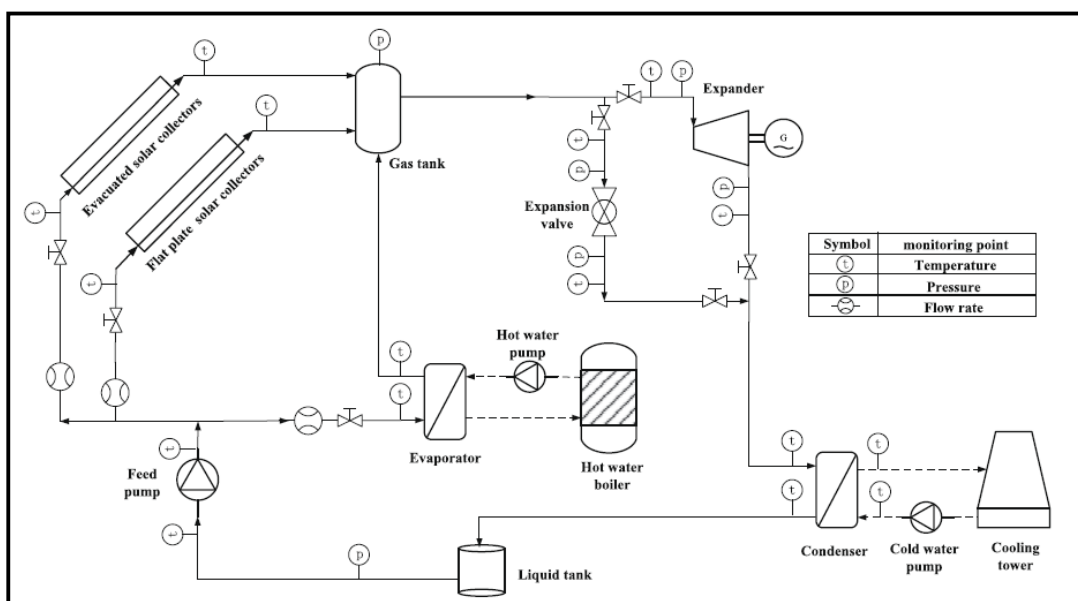


Figura 24 - Esquema do sistema solar ORC experimental. (Wang, Zhao & Wang, 2010)

2.6.4.1 Fluido de trabalho

Para os ciclos de baixa-media entalpia existe muitos critérios em relação ao tipo de fluido ideal a operar nos sistemas. Estáveis, não corrosivos, não tóxicos, não inflamáveis, não incrustantes são as características preferidas requeridas por vários autores (Madhawa & H., 2007)

Além disso, o fluido deve possuir uma peso molecular razoável para minimizar a velocidade de rotação ou o número de estágios da turbina de forma a permitir taxas razoáveis de fluxo de massa e minimizar a sua dimensão. (Stine & Harrigan, 1985)

De entre os fluidos com elevada temperatura crítica e zero ODP (potencial de destruição do ozono), o refrigerante R-245fa substitui o R-134 e R11 em chillers centrífugos, bombas e recuperação de calor. Neste tipo de aplicações, o R-245fa exibe boas propriedades termodinâmicas favoráveis a uma boa eficiência de conversão. (Angelino & Invernizzi, 2003)

Análises teóricas mostram que o R-245fa é um fluido facilmente disponível no mercado e com um trabalho efectivo nos sistemas de baixa-media entalpia. Possuem capacidade para produzir energia com boas eficiências económicas e com um baixo impacto ambiental. (Saleh, Koglbauer, & Gerald, 2007)

A figura 25 compara as características e as propriedades de alguns fluidos de trabalho que foram usados em sistemas experimentais. O R 245fa possui vantagens em relação ao CO₂, nomeadamente por possuir uma menor pressão, o que se reflecte na dimensão dos equipamentos. Comparando-o com o pentano e a amónia, é não inflamável e a segurança do sistema é assegurada.

Working fluids	Molecular weight [g/mol]	T_{CRIT} (°C)	P_{CRIT} (MPa)	Std 34 safety group	ODP	GWP (100 yr)
R134a	102.03	101.1	4.06	A1	0	1300
R245fa	134.05	154.1	4.43	B1	0	950
Ammonia	17.03	132.3	11.34	B2	0	<1
CO ₂	44.01	31.1	7.38	A1	0	1
Pentane	72.15	196.6	3.37	A3	0	20

Figura 25 - Características de alguns fluidos de trabalho (Wang, Zhao & Wang, 2010)

A experiência foi realizada em Outubro de 2008, num dia típico de sol de Outono. Ocorreu entre as 11:20 da manhã e as 15:10 da tarde, duração média de quatro horas. Isso, como é óbvio, tem influência na área total dos colectores. Mas, o objectivo consiste em perceber o desempenho do sistema quando sujeito a diferentes tipos de colectores e comparar entre ambos, as respectivas eficiências térmicas. Apenas metade da área de colectores necessária foi utilizada: 12 m² para os colectores planos e 10 m² para os colectores tubo de vácuo.

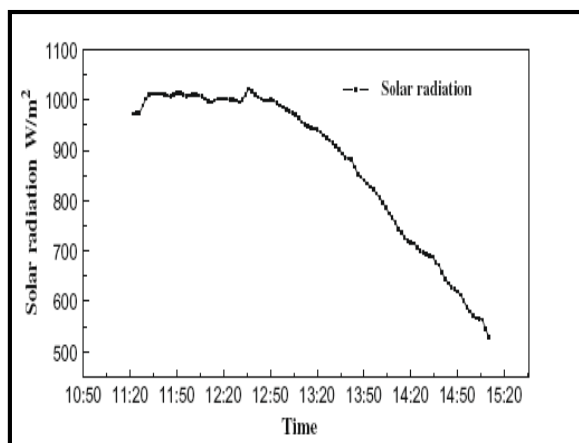


Figura 26 - Radiação solar incidente na área dos coletores. (Wang, Zhao & Wang, 2010)

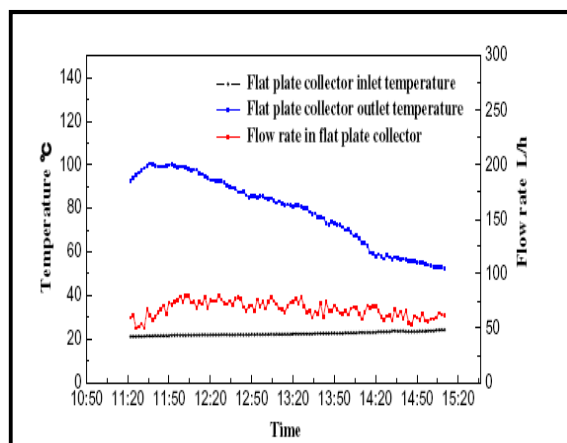


Figura 27 - Temperatura vs Fluxo de massa no coletor plano. (Wang, Zhao & Wang, 2010)

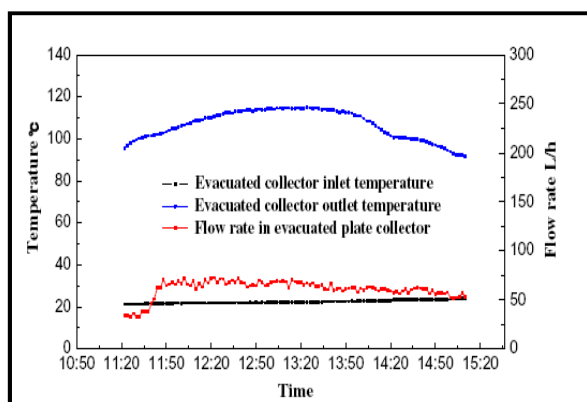


Figura 28 - Temperatura vs Fluxo de massa no coletor tubo de vácuo. (Wang, Zhao & Wang, 2010)

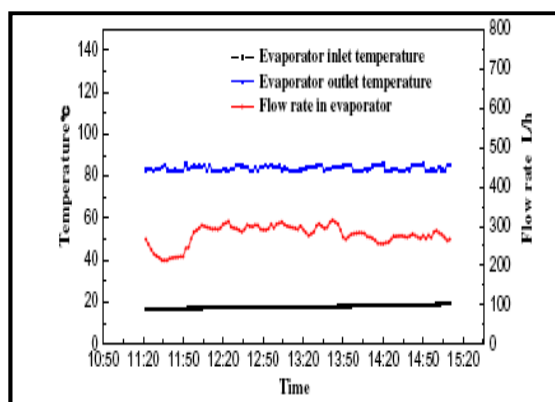


Figura 29 - Temperatura vs Fluxo de massa no condensador. (Wang, Zhao & Wang, 2010)

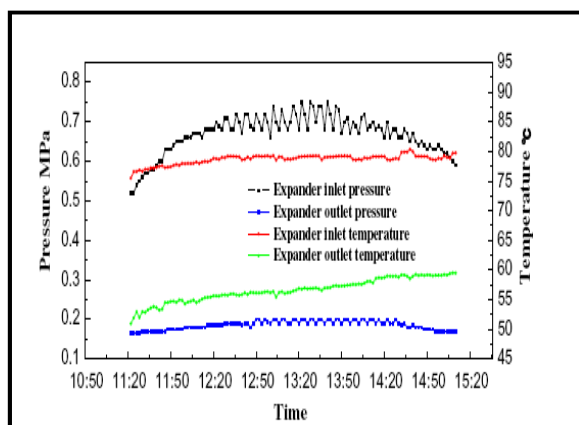


Figura 30 - Temperatura vs Pressão para o fluido r245fa. (Wang, Zhao & Wang, 2010)

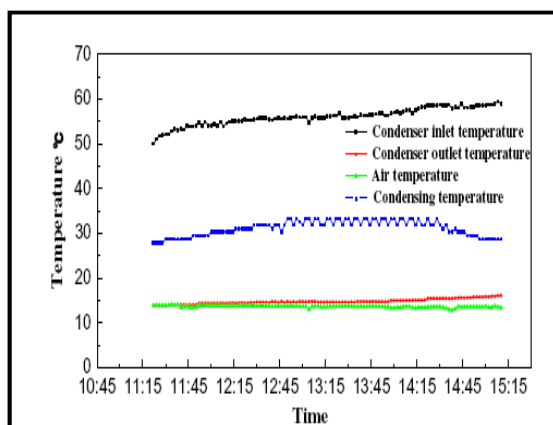


Figura 31 - Temperatura no condensador vs Temperatura do ar. (Wang, Zhao & Wang, 2010)

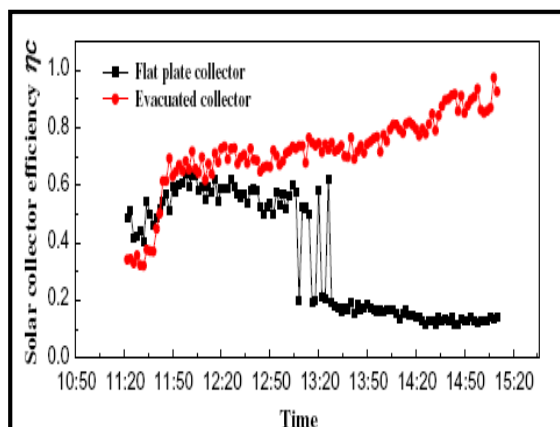


Figura 32 - Eficiências do coletor vs Tempo.
(Wang, Zhao & Wang, 2010)

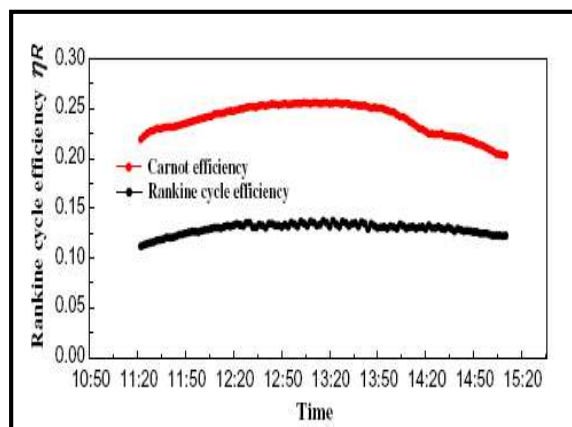


Figura 33 - Eficiência do ciclo ORC vs Tempo.
(Wang, Zhao & Wang, 2010)

Face às condições climáticas do mês de Outubro em Tianjin (China), o coletor tubo de vácuo é mais eficiente e estável do que o coletor plano. As eficiências obtidas foram de 71.6% e 55.2%, respectivamente. A eficiência do ciclo ORC na produção de electricidade foi de 4,2% para o coletor tubo de vácuo e de 3.2% para o coletor plano.

A investigação experimental do sistema usando o R-245fa, demonstrou que é um fluido de trabalho viável e com desempenho aceitável, para ciclos solares ORC de baixa-media entalpia.

2.6.5 Optimização de parâmetros e estudo comparativo do ciclo ORC

O autor (Dai, Wang, & Gao, 2009) estuda o efeito dos parâmetros termodinâmicos no desempenho do sistema ORC, no aproveitamento do calor residual, para cada fluido de trabalho em estudo e formas de o otimizar.

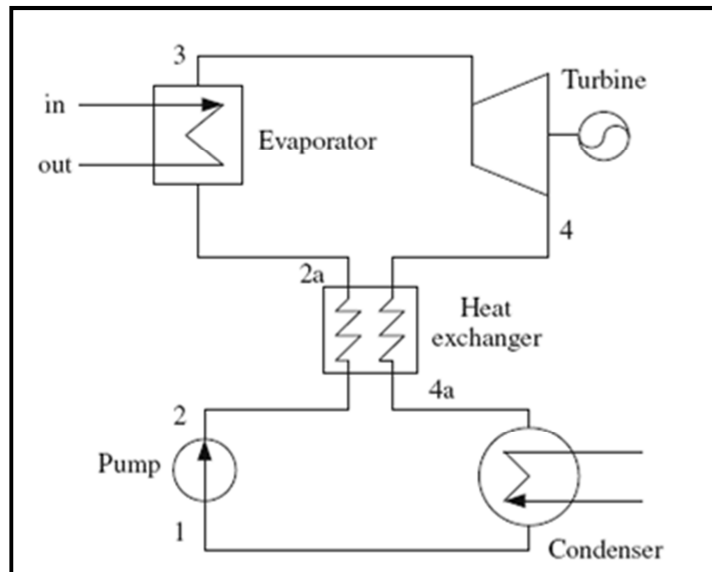


Figura 34 - Ciclo ORC com um trocador de calor. (Dai, Wang, & Gao, 2009)

Caso a temperatura à saída turbina seja significativamente superior em relação à temperatura à saída do condensador, o autor (Dai, Wang, & Gao, 2009)propõem a adição de um trocador de calor de forma a otimizar o ciclo (Fig34). Desta forma, diminui a diferença de entalpia entre o ponto 4-1 e aumenta a entalpia à entrada do evaporador, o que implica uma diminuição da temperatura à entrada do mesmo.

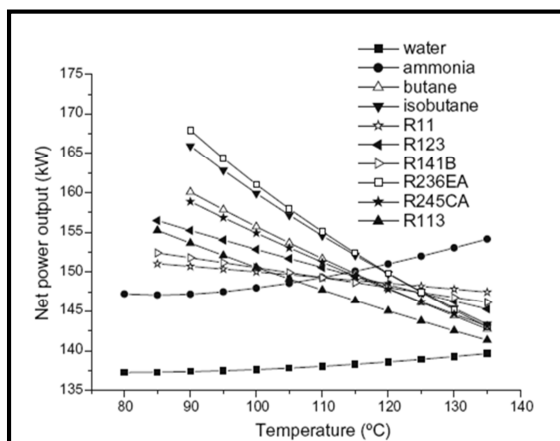


Figura 35 - Potência vs Temperaturas à entrada da turbina. (Dai, Wang, & Gao, 2009)

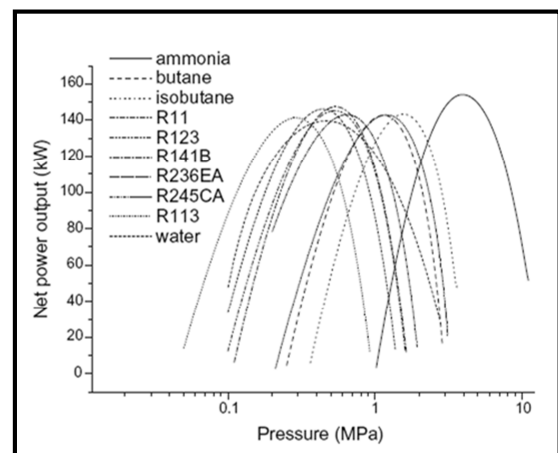


Figura 36 - Potência vs Pressão à entrada da turbina. (Dai, Wang, & Gao, 2009)

A figura 35 mostra a variação da potência com a temperatura à entrada da turbina, face aos diferentes tipos de fluidos em estudo. Apenas a amónia e a água diferem da tendência para a respectiva variação dos restantes fluidos

A Figura 36 mostra a variação da potência face a diferentes pressões à entrada da turbina a uma temperatura constante à entrada do evaporador.

Em suma, o autor verifica que o tipo de fluido e os parâmetros à entrada da turbina afectam de forma significativa o desempenho do sistema e nem sempre é verdade que uma temperatura elevada à entrada da turbina conduz a uma potência elevada.

2.6.6 Estudo da eficiência do ciclo ORC a operar no estado supercrítico

O autor (Schuster, Karellas, Kakaras, & Spliethoff, 2009) estuda o efeito de parâmetros de diferentes fluidos no estado supercrítico em aplicações do ciclo ORC. Os resultados obtidos prometem melhorias ao nível da eficiência. Apresenta resultados de simulações realizadas sobre o ciclo ORC e o potencial da optimização do processo quando usado parâmetros supercrítico. No sentido de optimizar, vários fluidos de trabalho foram considerados e comparados quanto à sua eficiência térmica e percentagem de calor útil.

O ponto crítico (CP) dos líquidos orgânicos é alcançado a baixas pressões e temperaturas em relação ao da água. Consequentemente, o estado supercrítico do primeiro é facilmente atingido. Nos estudos realizados hoje em dia, fluidos no estado saturado ou ligeiramente vapor sobreaquecido é expandido na turbina. No entanto, a investigação de parâmetro supercrítico dos fluidos tem grande importância, uma vez que podem levar a uma maior eficiência, fazendo com que essas plantas sejam ainda mais atraentes para aplicações de calor. Analogicamente, as bombas de calor operam em condição supercríticas, o que proporciona uma melhor adaptação do fluxo de calor e frio, levando a menores perdas de exergia para ORC. (Schuster, Karellas, Kakaras, & Spliethoff, 2009)

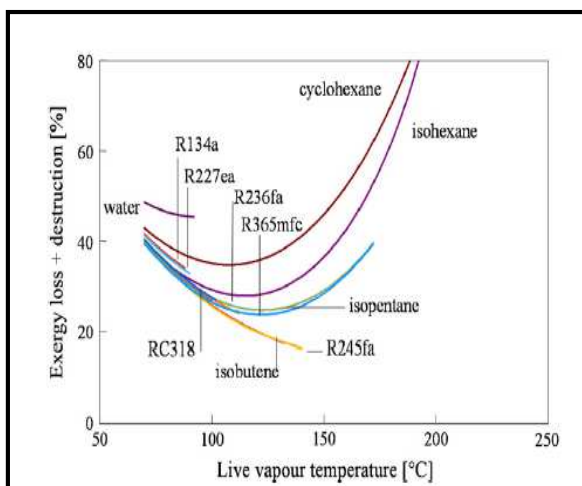


Figura 37 - Perda exergética + Exergia destruída vs Temperatura do vapor em condições supercríticas.
(Schuster, Karellas, Kakaras, & Spliethoff, 2009)

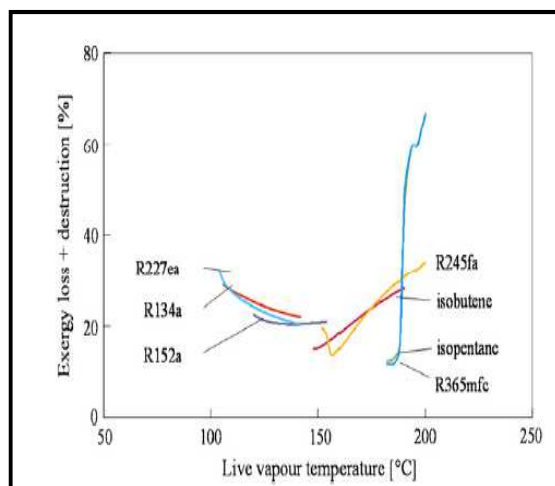


Figura 38 - Perda exergética + Exergia destruída vs Temperatura em condições sub-críticas.
(Schuster, Karellas, Kakaras, & Spliethoff, 2009)

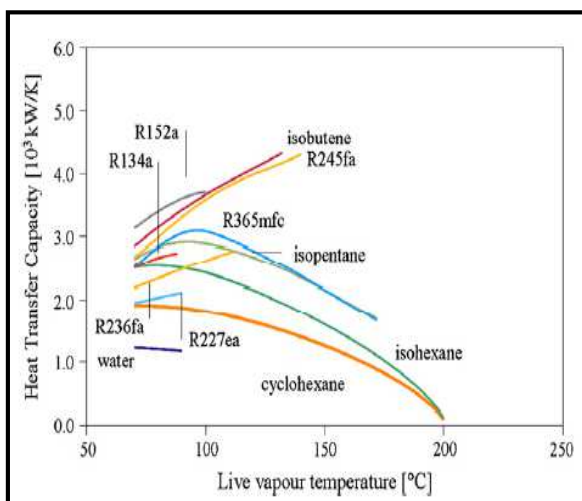


Figura 39 - Capacidade de transferir calor vs Temperatura do vapor no estado supercrítico.
(Schuster, Karellas, Kakaras, & Spliethoff, 2009)

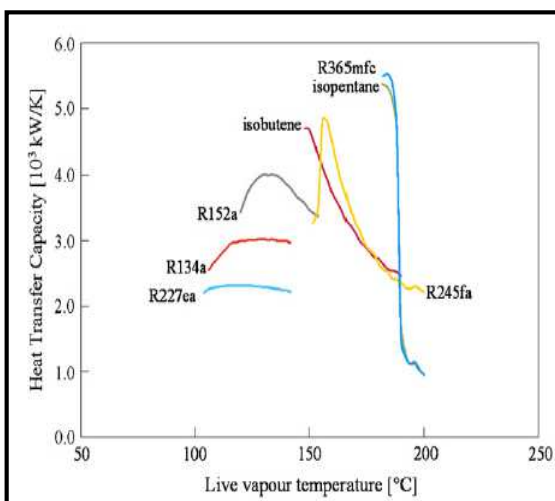


Figura 40 - Capacidade de transferir calor vs Temperatura no estado sub-crítico.
(Schuster, Karellas, Kakaras, & Spliethoff, 2009)

Um fluido é considerado um bom fluido de trabalho quando a qualidade do vapor à saída da turbina é de 0.90, a fim de evitar a erosão à mesma. (Shuster, A., et al., 2010)

Em condições supercríticas a que o fluido opera no seu estado supercrítico, os resultados para a eficiência térmica é favorável. (fig.41) (Shuster, A., et al., 2010)

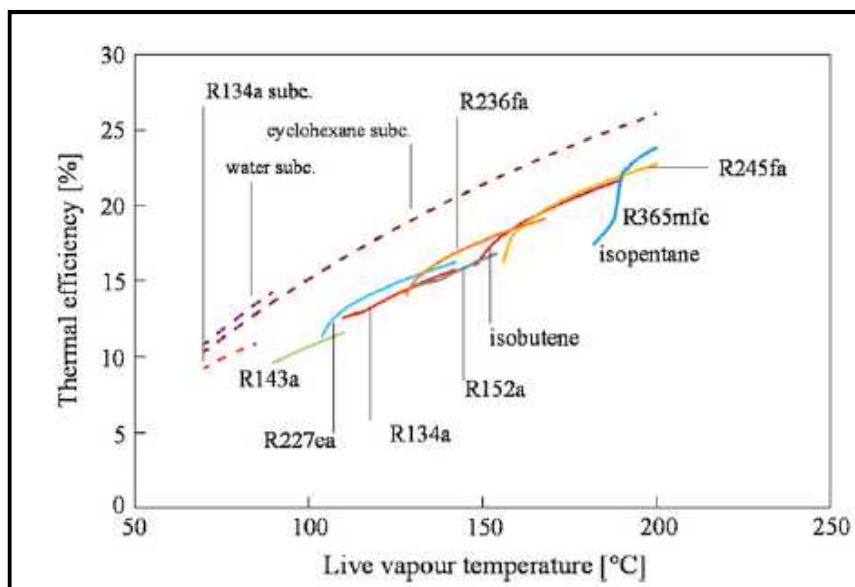


Figura 41 - Eficiência térmica em condições supercríticas.
(Schuster, Karellas, Kakaras, & Spliethoff, 2009)

A redução nas perdas de exergia e na exergia destruída, traduz-se num ganho de eficiência. As figura 37 e 38 mostram a variação da temperatura do vapor com a soma entre, a exergia e a exergia destruída, em condições sub-críticas e supercríticas. Pode-se constatar que o estado supercrítico permite o mínimo de perdas de exergia, e que este correlaciona-se com o máximo de eficiência do sistema. (Schuster, Karellas, Kakaras, & Spliethoff, 2009)

Como a destruição de exergia da transferência de calor está relacionada com a temperatura média da transferência de calor e com a capacidade de troca de calor ($U \cdot A$). A diferença de temperatura moderada de transferência de calor reduz a destruição de exergia, mas implica maior capacidade de transferência de calor (Fig. 39 e 40). Temperaturas de vapor com boas eficiências e baixas perdas exergéticas, necessitam de grandes capacidades de transferência de calor (Shuster, A., et al., 2010). Os fluidos no estado sub e supercrítico apresentam-se nas mesmas regiões para os valores $U \cdot A$.

O autor (Schuster, Karellas, Kakaras, & Spliethoff, 2009) realizou uma análise de exergia para vários meios e comparou-os em condições de vapor supercrítico e sub-crítico. No estado supercrítico, uma melhoria na eficiência do sistema é observada resultante de uma melhor eficiência exergética.

Uma investigação mais aprofundada no campo da ORC para condições de vapor no estado supercrítico parece ser bastante desafiador e tem que ser feito no futuro próximo, a fim de provar esses cálculos a nível experimental. (Schuster, Karellas, Kakaras, & Spliethoff, 2009)

2.7 Produção de electricidade a partir de tecnologias avançadas solar térmica

A electricidade solar térmica pode ser definida como um processo no qual a energia solar é recolhida directamente e convertida em electricidade por meio do uso de alguns dispositivos.

Até os anos 1980, a energia termo-solar nunca haverá sido alcançada, embora a tecnologia básica para a produção de energia mecânica, que poderia ser convertida em electricidade por meio de um gerador convencional, estivesse estado em desenvolvimento por cerca de 140 anos. Começou por Mouchot e Pifre, segundo o autor, na França e continuou por pioneiros extraordinários, como Ericsson (1888), Schuman (1913) e Francia (1961,1968). (Mills,D., 2004)

Na década de 1980, o primeiro prato de matrizes de calha de grande dimensão e a torre, foram instalados em resposta aos desafios de 1970 face à crise do petróleo, sendo uma tecnologia Luz LS3 colector de cocho para uma capacidade de 80 MW. (Mills,D., 2004)

A energia solar térmica tem, provavelmente, o maior potencial de qualquer área de energia renovável, mas foi adiada desde os anos 1980 por causa da resistência do mercado nos tamanhos grandes das plantas e os apoios financeiros fracos. (Mills,D., 2004)

Actualmente, é uma tecnologia crescente no mercado e as perspectivas são positivas face as abordagens recentes. (Mills,D., 2004)

O autor (Mills, M., 2004) transmite uma visão geral das tecnologias actuais disponíveis e suas perspectivas no mercado.

A sua visão para os próximos 50 anos, o mercado da energia solar directa aumente de forma significativa. A produção directa solar tem menos restrições em base de recursos e é necessária para atender aos requisitos de produção esperados, mesmo sob premissas de elevadas eficiências energéticas. As taxas de crescimento solar directo deve exceder 25% ao ano, nos próximos 30 anos, para que a mesma atinja uma posição dominante no mercado em 2050. A contribuição líquida da solar directa será pequena antes deste tempo. Para acesso e o mercado depois de 2030, soluções de armazenamento terão de ser desenvolvidas para instalações com tais sistemas e estabilidade da rede.

Recentemente, sistemas combinadas de calor e energia solar térmica de pequena dimensão tem coincidido com o crescimento da procura para o abastecimento de electricidade distribuída em áreas carenciadas por estações de poder centralizado. Uma abordagem com potencial técnico para atender a essa necessidade, são os colectores parabólicos e os colectores e solares térmicos acoplados a um ciclo de Rankine Orgânico. (Quoilin & Declaye, 2011)

O autor (Quoilin, Orosz, Hemond, & Lemort, 2011) descreve o desenho de um ciclo de Rankine Solar Orgânico instalado em Lesoto, para fins de electrificação rural. O sistema consiste em colectores parabólicos com um tanque de armazenamento e um motor de pequena escala, a fim de proporcionar expansores de rolamentos no ciclo ORC



**Figura 42 - Protótipo de um sistema solar ORC instalado em Lesoto.
(Quoilin, Orosz, Hemond, & Lemort, 2011)**

O modelo permite dimensionar os diferentes componentes do ciclo e avaliar o desempenho do sistema. Diferentes fluidos de trabalho são comparados, e duas diferentes configurações de máquina de expansão são simuladas (em fase única e dupla).

Particularmente, no caso de sistemas de pequena escala, um ciclo Rankine orgânico pode mostrar uma série de vantagens sobre o ciclo de vapor. Estas incluem uma menor temperatura de funcionamento, uma ausência de gotas durante a expansão, uma baixa necessidade de manutenção e simplicidade.

De acordo com (Quoilin & Declaye, 2011), essas vantagens tornam a tecnologia ORC economicamente atraente quando usado em escalas de energia de baixa-media entalpia.

Sistemas solares ORC foram estudados nos anos 1970 e constataram uma eficiência global entre os 2,52% e 7%. (Quoilin, Orosz, Hemond, & Lemort, 2011)

Estudos recentes tendem a enfatizar a optimização do ciclo com base na selecção do tipo de fluido para os diferentes designs dos ciclos e temperaturas de operação. Porém, nenhum único tipo de fluido foi identificado como o ideal para o ciclo ORC, devido às diferentes condições de operação a que se submetem o ciclo. (Quoilin & Declaye, 2011)

O autor (Quoilin & Declaye, 2011) cita que poucos estudos têm fornecido dados experimentais de sistemas operacionais solares ORC. Citado pelo mesmo, Kane *et al* (2003) estudaram o acoplamento de colectores lineares Fresnell para a produção de 9 KWe, usando o R123 e R134a. Obtiveram uma eficiência global solar eléctrica de 7,74%, uma de eficiência de colector de 57%. (Quoilin & Declaye, 2011)

Manolakos, *et al* (2007) estudou um sistema solar ORC para 2KWe de baixa entalpia usando o R134a como fluido de trabalho e um colector tubo de vácuo e obteve uma eficiência global de 4%. (Quoilin & Declaye, 2011)

Wang *et al* (2010b) estudaram uma produção de 1,6KWe a partir de um sistema solar ORC com um expansor de pistão rolante. Constataram uma eficiência global de 4,2% com os colectores tubo de vácuo e uma eficiência de 3,2% para os colectores planos. Essa diferença provém da eficiência do próprio colector e das menores temperaturas de operação. (Quoilin & Declaye, 2011)

O autor (Quoilin & Declaye, 2011) refere que modelos detalhados de tais sistemas são escassos na literatura:

- McMahan (2006) propôs um modelo detalhado e uma optimização para os sistemas solares ORC mas não chegou a ser acoplado a um colector solar.
- Jing *et al.* (2010) desenvolveu um modelo de um ciclo ORC com o fluido de trabalho R123, acoplado a um colector CPC. A eficiência global prevista foi de cerca de 7,9% para uma insolação de 800 W/m² e uma temperatura de evaporação de 147 C.

Actualmente, apenas um sistema solar ORC de nível comercial é relatado na literatura. O sistema intitulado como Saguaro, situa-se na Arizona, USA. O fluido de trabalho é o n-pentano e revela eficiências globais de 12,1%, com eficiências de 59 % ao nível dos colectores. (Quoilin & Declaye, 2011)

Se sistemas solares médios ORC estão disponíveis no mercado, o autor (Quoilin & Declaye, 2011) é de opinião que deve ser feito um investimento em sistemas de pequena

dimensão para produção de poucos KWe, de forma a reduzir custos de investimentos e criar independência por parte do consumidor.

2.7.1 Influência da temperatura incidente sobre o colector

Uma alteração na massa do fluido de transferência de calor tem impacto nas temperaturas a que o colector é submetido. (fig. 43) Consequentemente provoca impacto na eficiência térmica. Por outro lado, afecta o coeficiente de transferência de calor entre a transferência e a absorção de calor por parte do fluido. Isso reflecte-se na eficiência do colector. (fig 44).

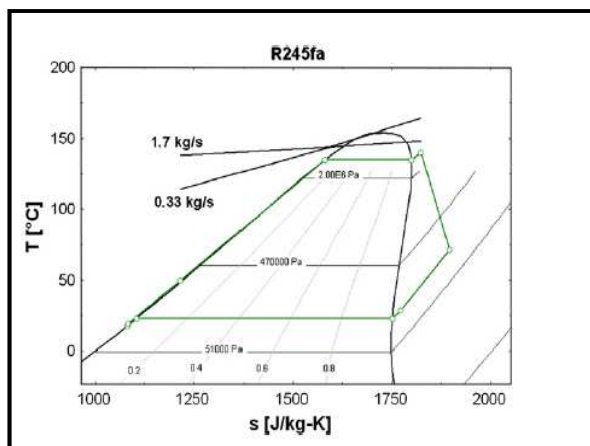


Figura 43 - Diagrama T-s do ciclo ORC.
(Quoilin & Declaye, 2011)

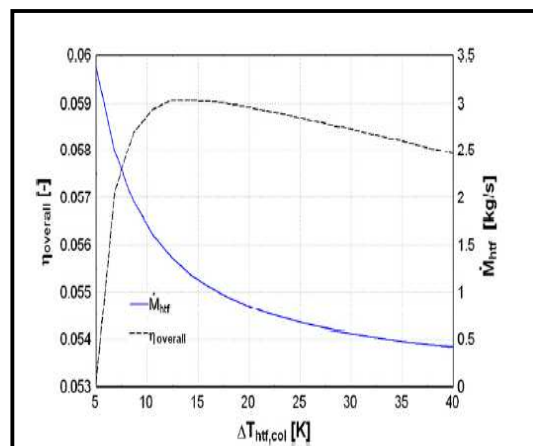


Figura 44 - Temperatura incidente vs Eficiência do colector.
(Quoilin & Declaye, 2011)

2.7.2 Influência da temperatura de evaporação

A selecção de uma adequada pressão de evaporação traduz-se numa melhoria ao nível da eficiência do colector e na eficiência do ciclo. (Fig.45)

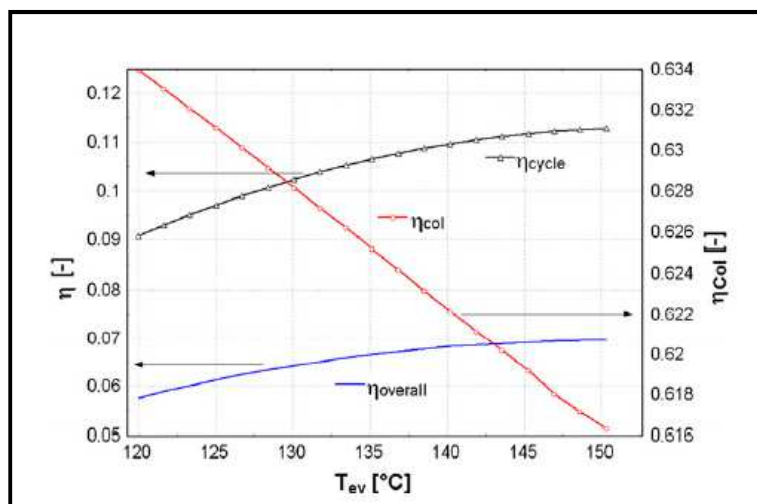


Figura 45 - Influencia da temperatura de evaporação no desempenho do sistema. (Quoilin & Declaye, 2011)

O R-245fa foi o fluido seleccionado para este tipo de estudo. Ao aumentar a sua temperatura de evaporação, ocorre um aumento na eficiência do fluido e uma diminuição na eficiência do colector. O ponto óptimo de ambas as eficiências ocorre a uma temperatura de 150°, sendo esta próxima da temperatura onde o fluido atinge o seu ponto crítico.

A temperatura de evaporação também tem impacto ao nível do dimensionamento de certos componentes (fig.46), o que se reflecte nos custos dos mesmos.

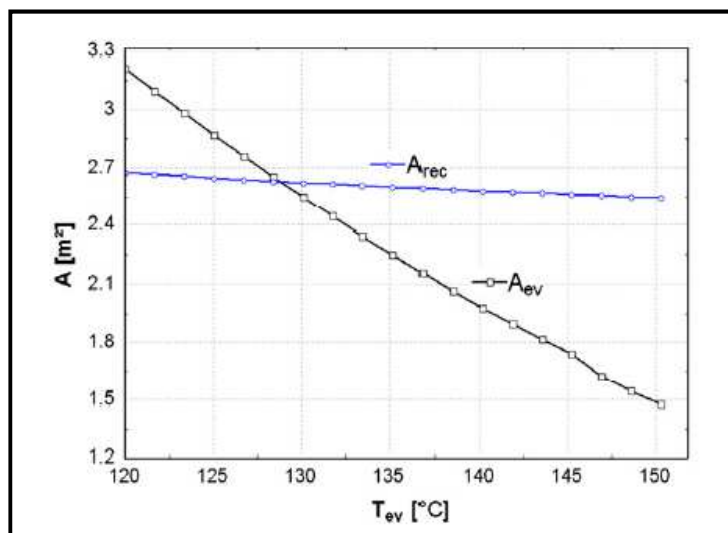


Figura 46 - Área de transferência de calor vs Temperatura de evaporação. (Quoilin & Declaye, 2011)

Em suma, o autor no seu artigo menciona as consequências sobre o sistema resultantes das condições de trabalho.

De todos os fluidos de trabalho pelo autor estudados, o Solkatherm é considerado o mais eficiente, mas aumenta os custos do sistema. O R-245fa possui uma menor eficiência do que o anterior, considerada razoável. Porém requer equipamentos de pequena dimensão, a única desvantagem apontado pelo autor.

2.8 Estudo energético e económico de aplicações do ciclo ORC

O ciclo ORC tem sido uma solução prometedora na produção combinada descentralizada de calor e electricidade. O processo permite que fontes de calor de baixa temperatura, oferecendo uma eficiência vantajosa em aplicações em pequena escala. Consequentemente, o uso da energia a partir da geotermia e biomassa nesse tipo de aplicações tem vindo a aumentar nos últimos anos. As características favoráveis dos ciclos ORC, os tornam favoráveis a serem integrados em aplicações, como em sistemas de dessalinização solar com a osmose reversa, recuperação de calor a partir de instalações de digestão de biogás ou sistemas de micro-cogeração.

O autor (Schuster, Karellas, Kakaras, & Spliethoff, 2009) no seu trabalho apresenta aplicações do ciclo ORC em sistemas inovadores que tem sido projectado, construídos e simulados. Apresenta os respectivos resultados obtidos, como a eficiência, as taxas de produção de água e os custos viáveis de electricidade.

2.8.1 Biomassa

O uso do processo ORC para a produção CHP a partir da combustão da biomassa tem sido uma aplicação actual.

Actualmente, as centras instaladas de combustão de biomassa que funcionam com o ciclo ORC estão a produzir calor e ou electricidade, por exemplo:

- Stadtwarme Lienz Áustria (1000 KWe);
- Sauerlach Baviera (700 KWe);
- Toblach Tiro do sul (1100 KWe);
- Fubach Áustria 1500 KWe);

A principal razão para o crescimento de construções de centrais com sistemas ORC, está no facto de ser a única tecnologia comprovada para aplicações descentralizadas na produção de energia ate 1MWe a partir de combustíveis fósseis,

como a biomassa. A eficiência de tais aplicações varia entre 6% - 17%, como consequência da eficácia na recuperação de calor e eficiência térmica da caldeira.

Quando a eficiência do ciclo ORC é baixa, o sistema continua a funcionar sem necessidade de manutenção, isso reflecte-se nos respectivos custos. (Schuster, Karellas, Kakaras, & Spliethoff, 2009)

O fluido de trabalho utilizado no ciclo, quando comparado com a água, as entalpias obtidas à entrada e a saída da turbina condiciona a um baixo diferencial. Isso leva a maiores fluxos de massa e a turbinas de maiores dimensões e à consequente redução de perdas. A eficiência de uma turbina num ciclo ORC é superior a 85%. (Schuster, Karellas, Kakaras, & Spliethoff, 2009)

Para muitos fluidos orgânicos, a expansão ao nível da turbina termina na região de vapor sobreaquecido, o que evita a erosão ou quebra no seu funcionamento, proporcionando um funcionamento fiável e uma rápida inicialização do ciclo

2.8.2 Aplicação do ciclo ORC em centrais geotérmicas

A central Neustadt-Glewe situada na Alemanha, utiliza o processo combinado de calor a partir do ciclo ORC e da geotermia (Schuster, Karellas, Kakaras, & Spliethoff, 2009)

As centrais convencionais não são adequadas para temperaturas entre os 80° e 120°. De acordo com autor (Schuster, Karellas, Kakaras, & Spliethoff, 2009) , existe uma temperatura de evaporação óptima para os fluidos orgânicos que depende da quantidade de água reciclada a partir da energia geotérmica, onde capacidade do Clausius – Rankine é grande.

A água é extraída a 2.250m de profundidade, com aproximadamente 98°C e, convertida em calor para a produção de 210 KWe através da turbina do ciclo ORC. O ciclo ORC é integrado no ciclo geotérmico atrás da extracção do furo. Após a produção de electricidade, a água possui uma temperatura de 70°C a 84°C, é transferida para a rede de aquecimento urbano. (Schuster, Karellas, Kakaras, & Spliethoff, 2009)

2.8.3 Aplicações inovadoras

Devido à vantagem do ciclo ORC em usar o calor desperdiçado de um processo, muitos conceitos inovadores com integração do mesmo, tem sido desenvolvidos e optimizados.

2.8.3.1 Dessalinização solar a partir de um ciclo ORC

A forma mais comum para dessalinizar a água é por meio de processos de mudanças de fase como dominada, na literatura, por evaporação “*Multi-Stage-Flash*” , destilação “*Multi-Effect*”, entre outros. (Schuster, Karellas, Kakaras, & Spliethoff, 2009)

O processo mais eficiente para dessalinizar a água é por meio da osmose reversa, em que o consumo de energia por m³ de água dessalinizada é 5 a 6 vezes menor do que as tecnologias térmicas. (Schuster, Karellas, Kakaras, & Spliethoff, 2009)

Por meio da energia solar é possível criar um sistema autónomo de dessalinização, impulsionado por um ciclo ORC para produzir água potável utilizando a água do mar. A vantagem desse tipo de sistema está na combinação eficiente da tecnologia de dessalinização, osmose reversa, com uma energia renovável, a radiação solar. (Schuster, Karellas, Kakaras, & Spliethoff, 2009)

O sistema apresentado pelo autor (Schuster, Karellas, Kakaras, & Spliethoff, 2009) foi desenvolvido no âmbito do projecto de investigação europeu COOP-CT-2003-507997 intitulado *RO-Solar-Rankine*.

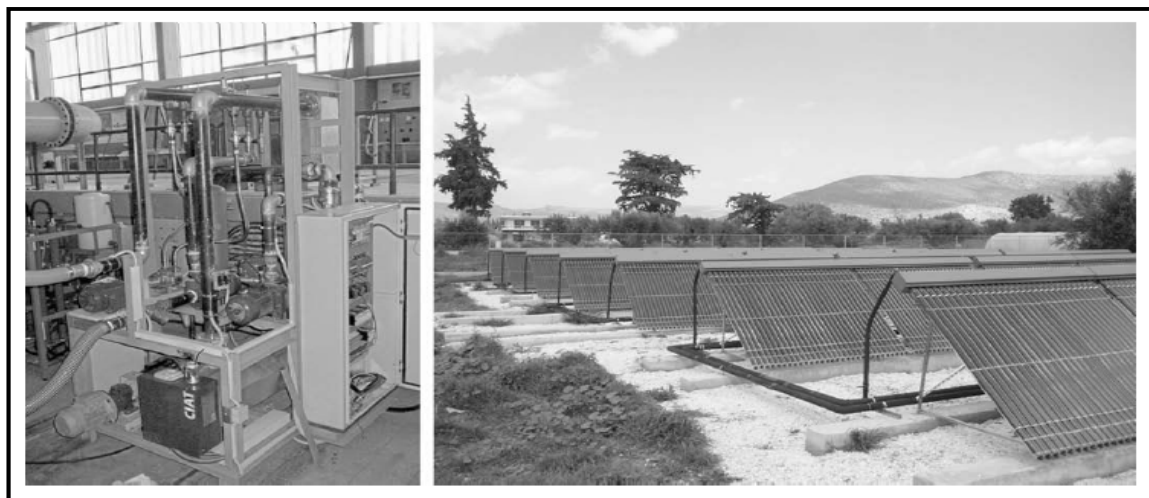


Figura 47 - Fotos do sistema RO-Solar-Rankine. (Schuster, Karellas, Kakaras, & Spliethoff, 2009)

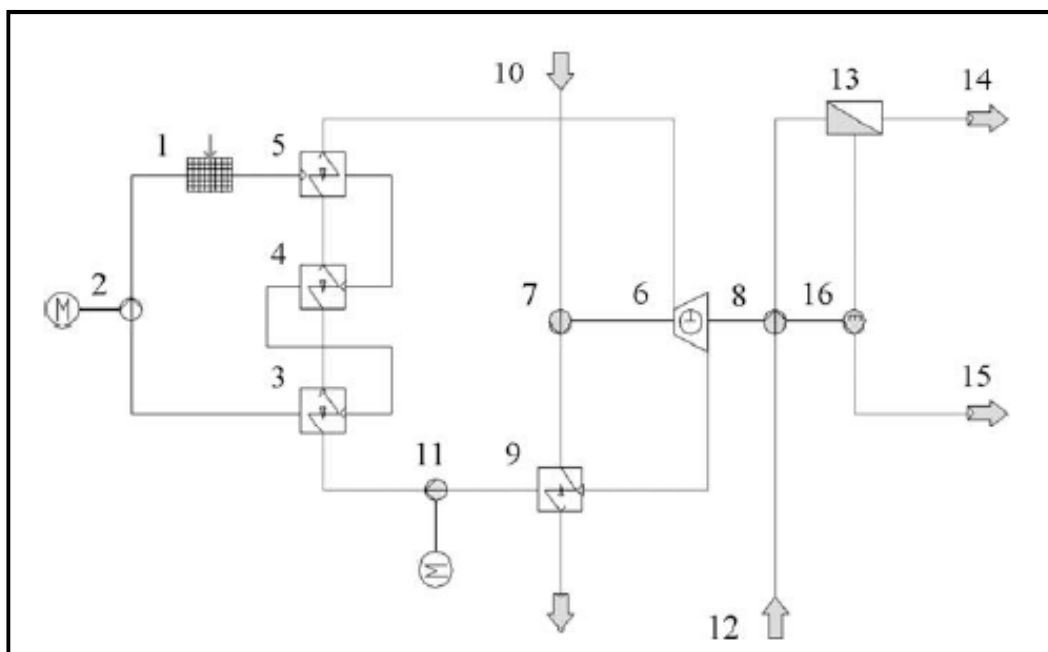


Figura 48 - Esquema representativo do sistema RO-Solar- Rankine.
(Schuster, Karellas, Kakaras, & Spliethoff, 2009)

O sistema funciona da seguinte forma:

Um campo de colectores solares de tubo de vácuo (1) aquece o fluido que circula no colector. O fluido circula por uma bomba de circulação (2). Pré-aquece o líquido do colector (3), evapora-se (4) e sobreaquece (5) o fluido de trabalho orgânico.

O vapor sobreaquecido é expandido em um expensor de rolamento (6), gera trabalho mecânico para a água de refrigeração (7) e para a água do mar.(8). O vapor condensa no condensador (9) e é arrefecido pela água do mar (10). Em seguida, a bomba de alimentação (11) bombeia o fluido de trabalho de volta. A bomba de alimentação da água do mar (8) aumenta a água do mar (12) que será dessalinizada. No processo de osmose reversa (13), onde a separação da água limpa(14) e água salgada ocorre(15). A água limpa sai da membrana e é drenada para um tanque de armazenamento. Um dispositivo de recuperação de energia (16) re-extrai a energia hidrostática do líquido. Posteriormente a salmoura é drenada de volta ao mar.

A maior vantagem do sistema é que, apesar do uso da energia solar térmica, a água potável resultante tem aproximadamente a temperatura da água do mar, fornece a possibilidade do seu uso directo e armazenamento (Schuster, Karellas, Kakaras, & Spliethoff, 2009)

2.8.3.2 Recuperação de calor através do biogás

A energia extraída a partir da biomassa, em especial a digestão da biomassa, resíduos orgânicos ou culturas energéticas em unidades de biogás, é uma das opções mais atraentes, a fim de atingir as metas europeias para a implementação de energias renováveis. Oferece um potencial grande para substituir os combustíveis fósseis e produzir energia eléctrica. Este tipo de tecnologia, apenas é economicamente viável com subsídios. O que dificulta a instalação de sistemas de digestão de biomassa é a enorme quantidade de calor requerida. Uma possibilidade de superar esta restrição é a utilização de calor residual para a produção de electricidade por meio da aplicação de um ciclo de ORC. (Schuster, Karellas, Kakaras, & Spliethoff, 2009)

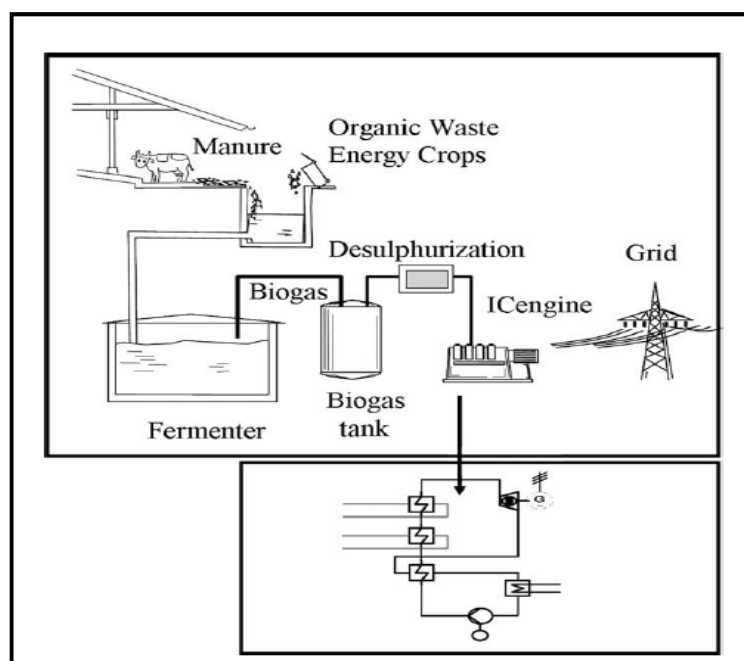


Figura 49 - Combinação do processo de digestão de biomassa com a recuperação de calor (Schuster, Karellas, Kakaras, & Spliethoff, 2009)

No trabalho realizado pelo autor (Schuster, Karellas, Kakaras, & Spliethoff, 2009) é apresentado a simulação do desempenho de um sistema de digestão de biomassa com uma potência eléctrica de 537 kWe.

A figura representa de forma esquemática, o funcionamento do sistema.

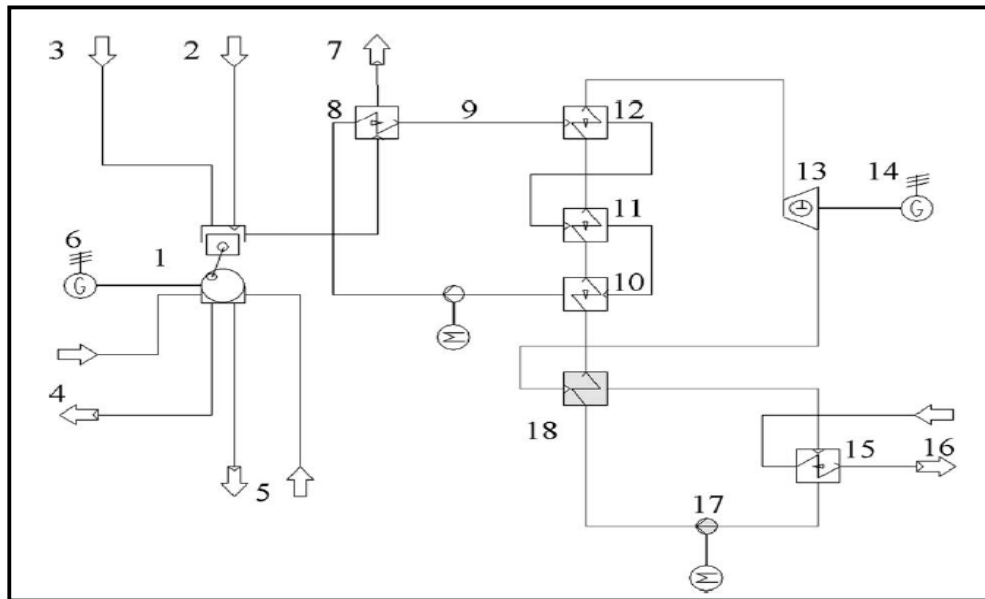


Figura 50 - Sistema de recuperação de calor. (Schuster, Karellas, Kakaras, & Spliethoff, 2009)

O sistema, segundo o autor (Schuster, Karellas, Kakaras, & Spliethoff, 2009), funciona da seguinte forma:

O motor de combustão (1) é alimentado com biogás (2) do digestor. O ar (3) é comprimido por um turbocompressor. O motor de combustão com uma potência de cerca de 555 KW mecânicos acciona o gerador, ocorre a produção de electricidade. O calor do arrefecimento do ar comprimido (4) e da água de refrigeração do motor (5) pode ser usado para o aquecimento do digestor. Os gases de escape (7), com cerca de 490°C, são usados num permutador de calor (7) para aquecer o óleo térmico (9) que pré-aquece o seguinte (10). Em seguida, ocorre a sua evaporação (11) e sobreaquece o fluido de trabalho orgânico (12).

Devido ao facto do fluido de trabalho utilizado permanecer no estado de vapor sobreaquecido após a expansão, é usado no regenerador (18), e fica sujeito a um pré-arrefecimento. O vapor é condensado no condensador (15) e arrefece por meio do ar ou torre de arrefecimento (16)

A bomba de alimentação (17) aumenta a pressão do fluido de trabalho e força o fluido a passar de novo nos trocadores de calor.

Com a configuração acima apresentada, é possível uma produção de energia adicional de cerca de 35KWe. Isso contribui para um ganho significativo ao nível da eficiência de 2.6%. (Schuster, Karellas, Kakaras, & Spliethoff, 2009)

A eficiência de uma unidade de recuperação de calor residual é fortemente dependente das taxas de juro e das horas de funcionamento totais do sistema, menciona o autor (Schuster, Karellas, Kakaras, & Spliethoff, 2009). (Fig. 51)

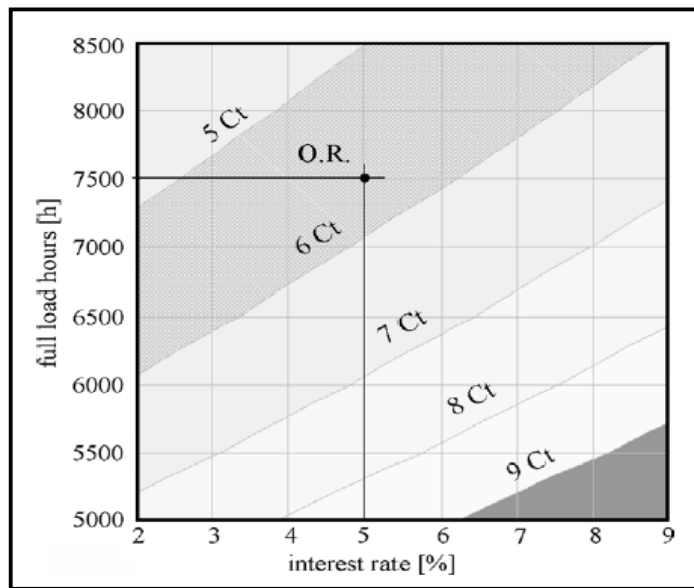


Figura 51 - Taxa de juro vs Horas de funcionamento do sistema
(Schuster, Karellas, Kakaras, & Spliethoff, 2009)

O autor (Schuster, Karellas, Kakaras, & Spliethoff, 2009) apresenta uma fórmula para o cálculo do custo de produção de electricidade (EPC), baseada na energia produzida anualmente (produto da potência útil e as horas de funcionamento), dividida pela soma entre a anuidade do investimento e as despesas gerais relacionadas com a manutenção e os seguros do sistema.

$$epc = \left(\frac{P_{el} \times h_{full\ load}}{A_{N,K} + \frac{f_k}{100} \times A_o} \right)$$

A figura 51 mostra que uma operação confiável e de longo prazo é necessária para uma operação económica de uma unidade de recuperação de calor residual. O ponto, na figura indicado, corresponde a uma faixa de operação com 7.500h e a uma taxa de juro de 5%. Com estas condições básicas, o custo de produção de electricidade €/KWh pode ser alcançado. Isso é

significativamente menos que o reembolso real de electricidade a partir da biomassa, que é 13,16 €/ KWh , afirma o autor (Schuster, Karellas, Kakaras, & Spliethoff, 2009)

2.8.4 Micro-cogeração

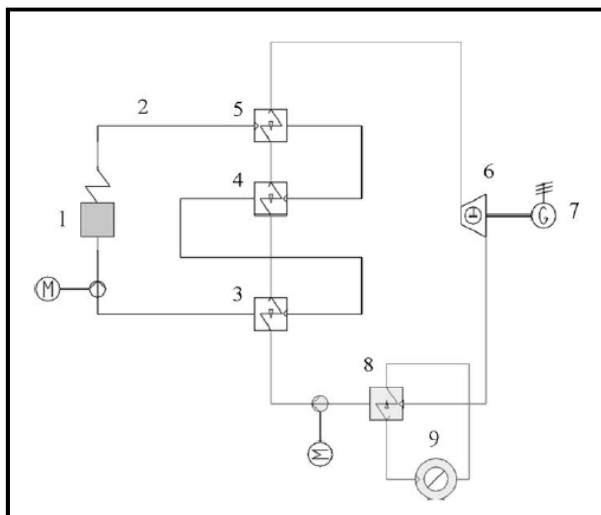


Figura 52 - Esquema representativo de um sistema micro-CHP. (Schuster, Karellas, Kakaras, & Spliethoff, 2009)

A micro-cogeração é uma produção combinada de energia e de calor com base no ciclo ORC com uma potência de poucos KWe. O calor resultante é normalmente utilizado para fins de aquecimento.

A figura 52 mostra a configuração de um sistema de micro-cogeração. A caldeira aquecida a partir de biomassa (1) aquece o óleo térmico (2). Este, em seguida, pré-aquece (3), evapora-se (4) e sobreaquece (5) o fluido de trabalho. Um expansor do tipo de deslocamento (6) pode ser usado como máquina de expansão.

A electricidade produzida (7) pode ser aplicada na habitação ou distribuída para a rede. O excesso de calor retirado do condensador (8) e totalmente utilizado para fins de aquecimento em casa ou em uma rede de aquecimento urbano (9).

A temperatura de condensação do fluido de trabalho deve ser adequada, o autor (Schuster, Karellas, Kakaras, & Spliethoff, 2009) refere que deve estar entre os 90° e o fluido de trabalho tem de possuir uma temperatura crítica suficiente.

Neste tipo de sistemas, eficiências de cerca de 8% podem ser alcançadas, para temperaturas à entrada da turbina de 150°, isso para fluidos que estejam no seu estado sobreaquecido na respectiva temperatura. Com um expansor do tipo de deslocamento com rácio de pressão de 3 unidades, a temperatura de condensação é de 91°C, que é suficiente para fins de aquecimento. (Schuster, Karellas, Kakaras, & Spliethoff, 2009)

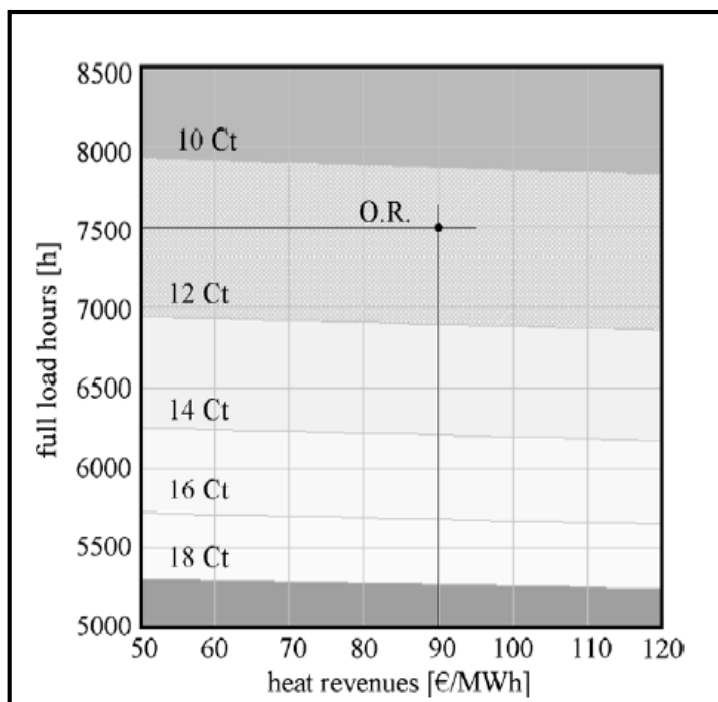


Figura 53 - Calor produzido vs Horas de funcionamento do sistema.
(Schuster, Karellas, Kakaras, & Spliethoff, 2009)

A figura 53 mostra a dependência do custo de produção de electricidade com o calor produzido e as horas de funcionamento do sistema para 5 KWe/50 KW térmicos. Devido ao facto do custo inicial do investimento para o pequeno sistema, o custo da electricidade encontra-se na faixa que o usuário tem de pagar para o fornecimento da electricidade na rede. Receitas de calor de 90 €/MWh e 7500h de operação, leva a custos de electricidade de 10,7 c€/KWh.

2.9 Uma ferramenta computacional com base no ciclo de Rankine

O autor (Sacoman, Chueiri, & Gonçalves, 2006) desenvolveu um programa computacional baseado no ciclo de Rankine com reaquecimento e regenerativo (fig. 54 e 55), para ambiente Window e programado em Delphi – versão 7. A sua utilização permite ao usuário obter a solução e a optimização para estes sistemas.

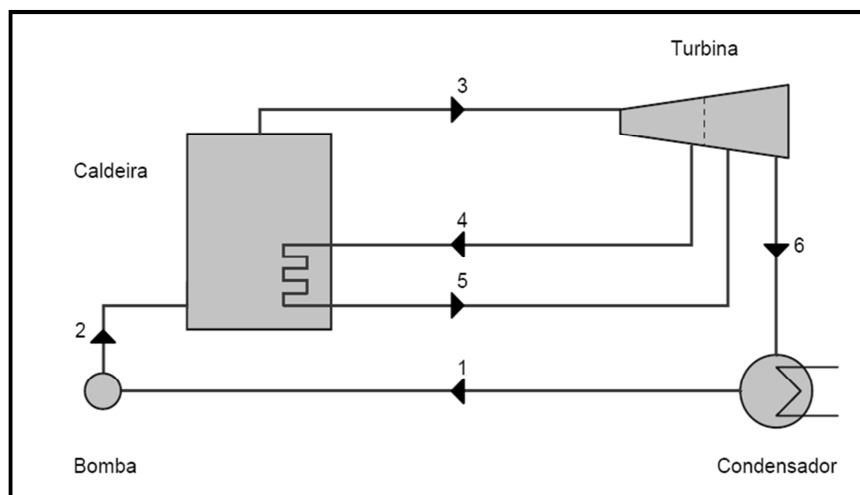


Figura 54 - Ciclo de Rankine com reaquecimento. (Sacoman, Chueiri, & Gonçalves, 2006)

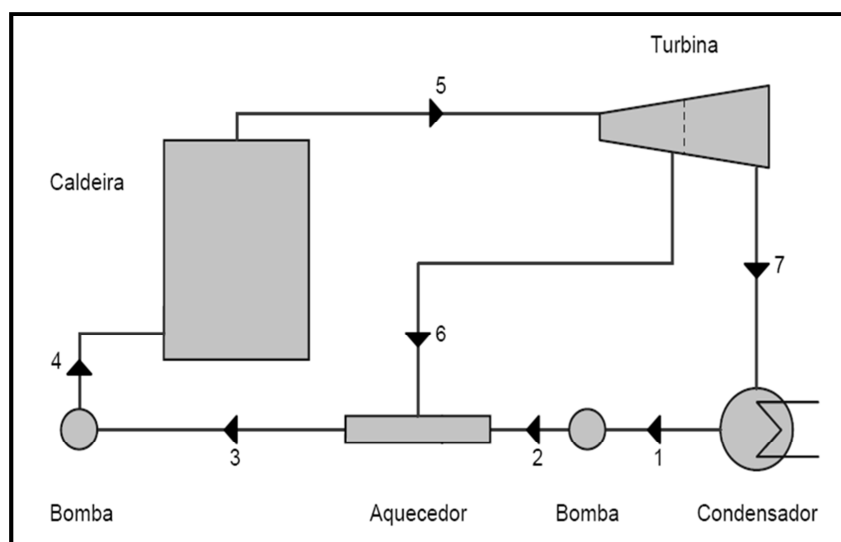


Figura 55 - Ciclo de Rankine regenerativo. (Sacoman, Chueiri, & Gonçalves, 2006)

Numa primeira fase, o usuário introduz os parâmetros necessários e obtêm a solução respectiva. Posteriormente, poderá omitir alguns parâmetros e o programa devolve os valores óptimos. A utilização do problema proporcionará a solução aos problemas e fornece a possibilidade do usuário adquirir sensibilidade na selecção dos parâmetros envolvidos.

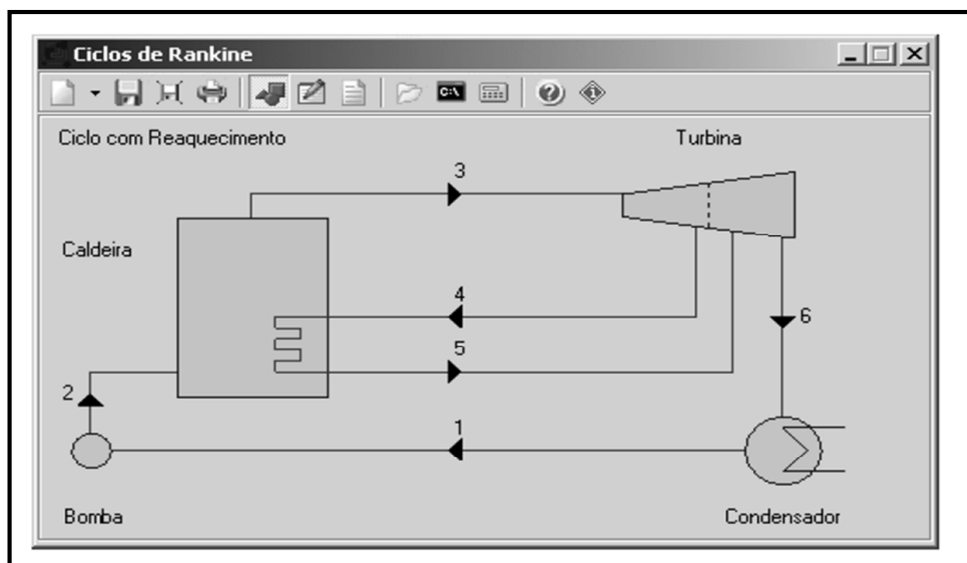


Figura 56 - Quadro Principal para o sistema com reaquecimento. (Sacoman, Chueiri, & Gonçalves, 2006)

Após a introdução dos dados necessários por parte do utilizador, caso não estejam dentro dos respectivos limites, será apresentado quadros de advertência de erro.

Figura 57 - Quadro de entrada de dados e advertência de erro. (Sacoman, Chueiri, & Gonçalves, 2006)

Após a entrada dos dados, o usuário deverá clicar no botão “Solução”. Automaticamente, aparece a janela com os outputs do sistema (Fig.57a). Caso o problema não possua solução, será apresentado ao utilizador um quadro de informação. (Fig 57 b,c)

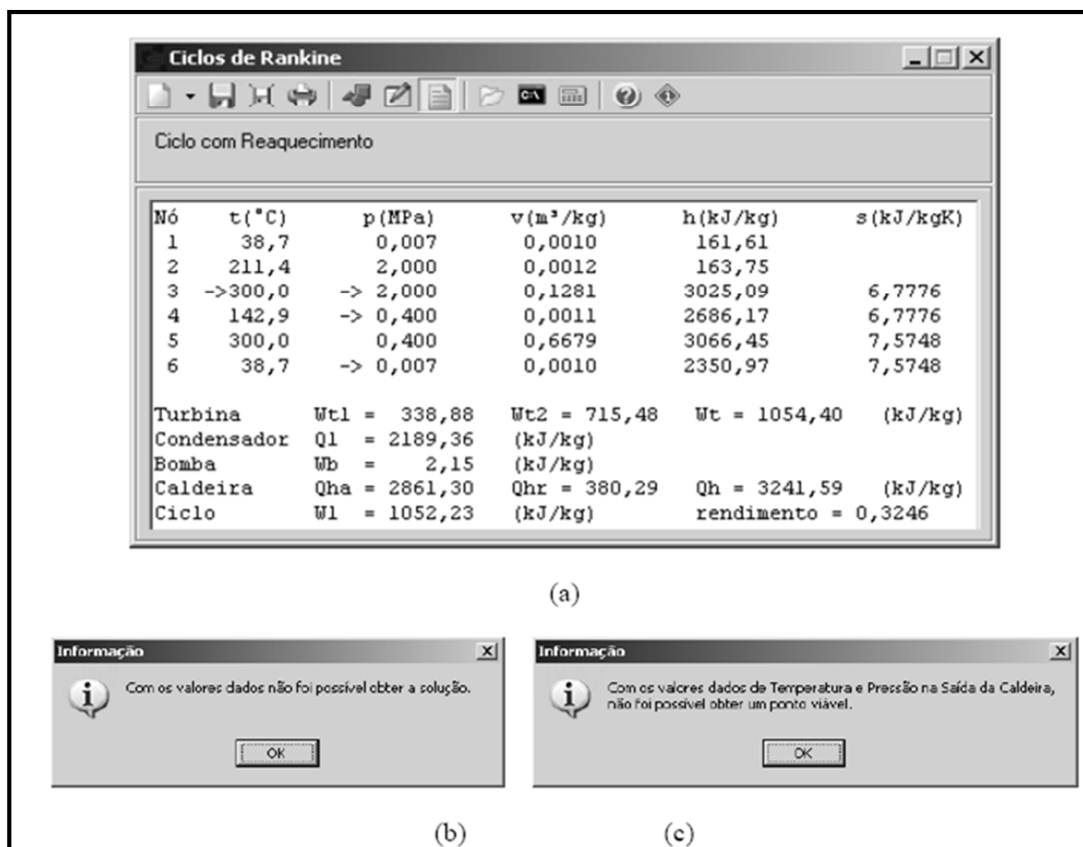


Figura 58 - Quadro de outputs e de alerta de inexistência de solução. (Sacoman, Chueiri, & Gonçalves, 2006)

A implementação computacional desenvolvida pelo autor (Sacoman, Chueiri, & Gonçalves, 2006) resultou num programa totalmente automatizado, que permite ao usuário consoante os inputs considerados, obter os respectivos outputs, uma solução ótima e efectuar uma análise de sensibilidade do sistema que pretende avaliar.

2.10 Micro – Cogeração

No âmbito do Decreto - Lei nº 23/2010 que procede ao enquadramento da actividade de cogeração, estabelecendo o respectivo regime jurídico e remuneratório, a micro-cogeração é definida da seguinte forma:

- Define uma unidade de micro-cogeração como “ a cogeração de pequena dimensão cuja capacidade máxima seja inferior a 50 KW” (art. 1º, alínea 5)
- Atribui a designação de “Cogeração de pequena dimensão” às instalações de cogeração com capacidade instalada inferior a 1 MW (art. 1º, alínea 4)

Segundo o autor Santos, J. (2008), alguns autores definem a micro-cogeração às instalações com capacidade de até 15 kWe, nas seguintes condições:

- Sistemas de micro-cogeração de potência inferior a 15 kWe são claramente os apropriados a implementar em habitações unifamiliares, condomínios com um numero reduzido de fracções, pensões e pequenas instalações hoteleiras, pequenas empresas industriais com diagrama de procura adequado à filosofia da micro-produção que pode e deve distinguir-se daqueles que fornecem calor a grandes condomínios, grupo de edifícios ou a nível distrital.
- Sistemas de micro-cogeração de potência inferior a 15 kWe diferem substancialmente de outros de maior escala, no que respeita à distribuição eléctrica, modelos de propriedades e estatuto do micro-produtor, a reestruturação das relações de fornecimento e comportamento do consumidor. Os sistemas abaixo de 15 KWe podem ser ligados directamente à rede trifásica. Os sistemas de menor escala enfrentam ainda maiores barreiras do que os sistemas de maiores escalas.

O conceito de micro-cogeração refere-se à produção descentralizada de energia mecânica e/ou calor em simultâneo. Isso geralmente quer dizer que os sistemas convencionais de aquecimento são substituídos por geradores eléctricos equipados com permutadores de calor de forma a recuperar o calor rejeitado. O calor produzido é geralmente utilizado para aquecimentos de águas e possivelmente arrefecimento. Caso haja produção combinada de calor, electricidade e frio, nas gamas de potências acima referidas, é dada a designação de micro-trigeração.

Segundo o Decreto-Lei nº 363/2007 de 2 de Novembro de 2007, a micro-cogeração é definida uma actividade de electricidade de baixa tensão, com possibilidade de entrega à rede pública e destina-se predominantemente a consumo próprio, sendo o excedente passível de ser entregue a terceiros ou à rede pública, com limite de 150 kW de potência no caso de a entrega ser efectuada à rede pública.

No âmbito do Decreto – Lei nº 363/2007 de 2 de Novembro de 2007, as informações gerais mais importantes a reter são as seguintes:

- Podem exercer a actividade de instalação de unidades de microprodução empresários em nome individual ou sociedades comerciais, com alvará ou título de registo no

Instituto de Construção e do Imobiliário para a execução de instalações de produção de electricidade;

- Possuir um contrato de compra e venda de electricidade em baixa tensão, que permite ligar a unidade de microprodução à RESP, após a emissão do certificado de exploração;
- A unidade de microprodução deve ser integrada no local da instalação eléctrica de utilização;
- O acesso à actividade de microprodução é sujeito a registo no SRM;
- Cada entidade instaladora deve dispor de um técnico responsável por instalações eléctricas de serviço particular, nos termos de Decreto Regulamentar nº 31/83 de 18 de Abril;
- O produtor deve permitir o acesso do pessoal técnico da GGEG, ou da entidade com competências delegadas por esta, da DRE territorialmente competente, do comercializador ou do comercializador de último recurso, do operador da rede de distribuição à unidade de microprodução, e facilitar o acesso às respectivas instalações de produção à entidade responsável pelo SRM;
- É da responsabilidade do produtor, suportar os custos da ligação à RESP, nos termos do Regulamento de Relações Comerciais, incluindo o respectivo contador de venda;
- A entidade instaladora tem acesso a dois regimes remuneratórios designados por regime geral e regime bonificado;
- Os produtores ficam sujeitos ao pagamento de taxas no acto de registo da instalação de microgeração e a realização da segunda inspecção;
- A entidade instaladora fica sujeita no caso de um acto de contra-ordenações e sanções à realização de coimas;

2.10.1 Entidades Responsáveis

A entidade SRM é responsável pelo registo mediante o preenchimento de formulário electrónico a aprovar por despacho do director geral de Energia e Geologia, disponibilizado no sítio da internet da DGEG, que inclui o tipo de regime remuneratório pretendido e o comercializador com a qual pretenda celebrar o respectivo contrato de compra e venda. É também da responsabilidade da presente entidade, monitorizar e controlar para verificar as condições de protecção da interligação com o RESP e as características da instalação prevista no registo.

O SRM constitui uma plataforma electrónica de interacção entre a Administração Pública e os produtores;

A entidade DGEG está sujeita a coordenação do processo de gestão da microprodução, nomeadamente ao nível de:

- Criar, manter e gerir o SRM;
- Realizar as inspecções necessárias directamente ou através da contratação de técnicos;
- Emitir o certificado de exploração da instalação de microprodução;
- Regulamentar os procedimentos aplicáveis à implementação da microprodução;
- Fornecer aos interessados e divulgar no sítio da internet da DGEG, ou da entidade com competências delegadas por esta, informação relativamente às diversas soluções de produção de electricidade e de aquecimento;
- Realizar campanhas de sensibilização;
- Entre outros ;

O Decreto – Lei nº 118 – A/2010, de 25 de Outubro de 2010, introduz alterações a nível da tarifa de venda e obtenção de registos regulamentadas no Decreto – Lei nº 363/2007 de 2 de Novembro. O quadro seguinte compara o novo e o anterior regime da micro-cogeração:

	Novo regime	Anterior regime
Períodos da tarifa de venda	Dois períodos com tarifa fixa: 0,40 €/kWh nos primeiros 8 anos 0,24 €/kWh nos restantes 7	Tarifa fixa durante 5 anos (mais ano 0). Posteriormente a tarifa é reduzida anualmente.
Redução da tarifa de venda para novos registos	0,02 €/kWh por ano. Após a atribuição da quota de 25 MW referente a 2010, a tarifa seguinte vai ser 0,38 €/kWh.	5% por cada 10 MW de potência instalada.
Registo	A obtenção do registo da microgeração passará a ser por ordem sequencial de entrada, distribuídos temporalmente ao longo do ano.	Passava primeiro por um pré-registo e, depois em sessões ao longo do ano, os candidatos tentavam registar a sua instalação.
Taxa de gestão SRM	A pagar no acto de registo inicial.	Pagava-se apenas quando se conseguia o registo.
Ano de ligação para efeitos da tarifa	Começa a contar no mês seguinte ao da ligação à rede, durante 15 anos. Deixa de existir o ano 0.	Existia o ano zero (ligação à rede), findo o qual começa o período inicial de 5 anos a 1 de Janeiro do ano seguinte.
Limites da Potência de Ligação	3,68 kW para clientes particulares e empresariais. 11,04 kW para condomínios com 6 ou mais fracções.	3,68 kW quer seja particular, empresa ou integrada em condomínio.

Figura 59 - Comparação entre o novo e anterior regime da micro-cogeração. (Fonte: Enerwise)

Os clientes que instalaram um sistema de microgeração ao abrigo da anterior legislação não irão sofrer qualquer alteração. (Enerwise)

2.10.2 Legislação Relevante

- Decreto -Lei nº 26852 de 30 de Julho de 1936, publica o regulamento de licenças para instalações eléctricas;
- Decreto – Lei nº 446/7 de 5 de Junho, introduz alterações ao Decreto – Lei nº26852 de 30 de Julho de 1936;
- Directiva 90/377/CEE do Conselho, de 29 de Junho de 1990, que estabelece um processo comunitário que assegure a transparência dos preços no consumidor final industrial de gás e electricidade;
- Guia Técnico das Instalações de Produção Independente de Energia Eléctrica, disponível na página da Direcção Geral de Energia e Geologia;
- Directiva 96/92/CE do Parlamento Europeu e do Conselho, de 19 de Dezembro de 1996, relativa às regras comuns para o mercado interno de electricidade;
- Decreto-Lei nº 68/2002. DR 71 SÉRIE I – A de 2002-03-25, regula o exercício da actividade de produção de energia eléctrica em baixa tensão, desde que a potência a entregar a rede pública não seja superior a 150 KW;
- Portaria nº 764/2002 de 1 de Julho, estabelece o tarifário aplicável às instalações de produção de energia eléctrica em baixa tensão, licenciadas ao abrigo do Decreto-Lei nº 68/2002, de 25 de Março, e estabelece as disposições relativas ao período de vigência das modalidades do mesmo tarifário;
- Despacho nº 12897/2003 (2ª série), clarifica o cálculo da remuneração mensal definida na Portaria nº 764/2002 de 1 de Julho;
- Procedimento do licenciamento de Instalações Eléctricas de Microprodução com autoconsumo do Grupo II, aprovados pelo Despacho da Direcção Geral de Energia e Geologia, de 29 de Outubro de 2003;

- Directiva 2001/77/CE do Parlamento Europeu e do Conselho, de 27 de Setembro de 2001, relativa a promoção da electricidade produzida a partir de fontes renováveis de energia no mercado interno de electricidade;
- Comunicação da Comissão ao Conselho e ao Parlamento Europeu, de 13 de Março de 2001,
- relativa à realização do mercado interno de energia;
- Proposta de Directiva do Parlamento Europeu e do Conselho, de 13 de Março de 2001, que altera as Directivas 96/92/CE e 98/30/CE, em relação às regras comuns para os mercados internos de electricidade e do gás natural.
- Directiva 2002/91/CE do Parlamento Europeu e do Conselho, de 16 de Dezembro de 2002, eficiência energética ao nível do rendimento energético dos edifícios;
- Proposta de Directiva do Parlamento Europeu, promove a cogeração baseada na procura de calor útil no mercado interno de energia;
- Proposta de Directiva do Parlamento Europeu e do Conselho, eficiência energética e serviços de energia;
- Decreto - Lei nº 363/2007, de 2 de Novembro de 2007, estabelece o regime jurídico aplicável à produção de electricidade por intermédio de instalações de pequena potência designadas por unidades de micro-produção;
- Decreto – Lei nº 118 A /2010, de 25 de Outubro de 2010, introduz alterações na regulamentação descrita no Decreto – Lei nº 363/2007 de 2 de Novembro de 2007, ao nível da tarifa de venda e obtenção de registos. Essa modificação surge devido à elevada adesão a que a micro-cogeração tem sido sujeita, e com a consequente dificuldade na obtenção de registos.

- Portaria nº 1185/2010, 17 de Novembro de 2010, surge em consequência das alterações introduzidas no Decreto-Lei nº363/2001, de 2 de Novembro pelo Decreto-Lei nº 118 A /2010, de 25 de Outubro ao nível das taxas que foram objecto de simplificação através da concentração na taxa devida pelo pedido de registos de outras aplicáveis a jusante deste procedimento, e por outro lado, criada uma taxa para o averbamento de alterações não substanciais supervenientes, formalidade não existente no regime anterior e que visa evitar a necessidade de novo registo da microprodução. A presente portaria, revê a Portaria nº201/2008, de 22 de Fevereiro, no âmbito das referidas alterações, com implicações na estrutura das taxas.
- Portaria nº 1278 /2010, 16 de Dezembro de 2010, surge em consequência das alterações introduzidas no Decreto-Lei nº363/2001, de 2 de Novembro pelo Decreto-Lei nº 118 A /2010, de 25 de Outubro. O referido diploma legal estabelece um regime transitório para os denominados pré-registos existentes À data da sua publicação e regras relativas à sua transição para o novo regime, incluindo o regime tarifário bonificado, sendo que no âmbito deste regime bonificado o produtor é remunerado com base na tarifa de referência que vigora à data da emissão do certificado de exploração.

2.11 Conclusões

As aplicações alternativas com base nas energias renováveis (energia solar, eólica, biomassa e energia geotérmica) na produção de electricidade torna-se cada vez mais importante e com maior atenção como consequência da crise dos combustíveis fósseis.

Nos últimos anos, muitos investigadores tem trabalhado no desenvolvimento de novos ciclos solares termodinâmicos ou melhorado o desempenho dos existentes.

Projectos de sistemas de alta entalpia com base na energia solar tem sido propostos e desenvolvidos, como a calha parabólica, reflector compacto linear Fresnel de um eixo simples e pratos parabólicos e sistemas de Torres distribuídas em duas áreas diferentes de tecnologias de eixos. Porém, estes complexos sistemas requerem elevados custos e elevadas temperaturas do sistemas solares térmicos e não ainda não são viáveis especialmente em países em desenvolvimento. Ao mesmo tempo, tecnologias com base no mesmo principio, mas de baixa-

média entalpia tem sido desenvolvidas e com melhorias ao nível dos resultados obtidos. (Astolfi, Xodo, Romano, & Macchi, 2011)

Ciclos solares ORC para produção combinada de electricidade e calor têm um enorme potencial para se tornar competitivos com os combustíveis fósseis, especialmente o gás natural. (Astolfi, Xodo, Romano, & Macchi, 2011)

Ultimamente, existe uma preocupação crescente no aproveitamento do calor residual de forma a diminuir o seu impacto ao nível ambiental. A disponibilidade de recursos geotérmicas e energia solar é cada vez maior. Estas são classificadas como sendo fontes de baixa entalpia. Consequentemente, cada vez mais se tem dado importância na sua utilização no aproveitamento do calor residual e no seu potencial para reduzir o consumo dos combustíveis fósseis e suavizar os problemas ambientais.

Os ciclos convencionais a vapor não possuem o melhor desempenho para essa tarefa. A utilização do ciclo ORC no aproveitamento do calor residual é mais vantajoso, possui uma utilização económica das fontes energéticas, conduz a sistemas de pequenas dimensões e reduz as emissões de CO, CO₂, NO_x e outros poluentes atmosféricos. (Larjola, J., 1995)

O ciclo ORC pode ser caracterizado como a única tecnologia que provou a produção de intervalos de alguns KW até 1MW. Apesar de estar relacionada com baixas eficiências, novas aplicações desta tecnologia tem sido tema em estudo, devido à sua possibilidade de utilizar o calor residual de baixo nível de outros processos. (Schuster, Karellas, Kakaras, & Spliethoff, 2009)

A combinação do ciclo ORC com processos de recuperação de calor a partir do biogás ou micro- CHP, oferecem soluções promissoras de baixo custo em aplicações descentralizadas. O custo elevado e a escassez dos combustíveis, faz com que estas aplicações sejam ainda mais atraentes. (Schuster, Karellas, Kakaras, & Spliethoff, 2009)

A introdução do processo ORC em um sistema de dessalinização por osmose reversa a partir da energia solar fornece uma solução para áreas onde exista escassez de água potável. (Delgado-Torres & Rodríguez, 2010)

Outro aspecto a considerar, referido por vários autores, está no tipo de fluido e as diferentes condições de trabalho a que o ciclo é sujeito, o que reverte melhorias acrescidas no desempenho do mesmo.

Segundo o autor (Dai, Wang, & Gao, 2009) a maior eficiência do sistema está relacionada com a escolha do meio de comunicação adequado orgânico e depende da aplicação do ciclo ORC (nível de temperatura da fonte de calor), e os parâmetros em que o meio opera.

A selecção do fluido de trabalho para o ciclo de Rankine Orgânico é um factor importante a considerar e é muito dependente da aplicação alvo, das condições de trabalho e até mesmo os critérios tidos em conta. (Quoilin, Orosz, Hemond, & Lemort, 2011)

Na investigação desenvolvida pelo autor (Wang, Zhao & Wang, 2010) o colector de tubo de vácuo apresentou ser eficiente em sistemas de baixa-média entalpia. Por outro lado, o R-245fa demonstrou ser um tipo de fluido viável e com desempenho aceitável, para ciclos solares ORC de baixa-media entalpia. Neste tipo de aplicações, o r-245fa exhibe boas propriedades termodinâmicas favoráveis a uma boa eficiência de conversão (Angelino & Invernizzi, 2003) A ferramenta computacional desenvolvida pelo autor (Sacoman, Chueiri, & Gonçalves, 2006) permite ao utilizador obter os resultados pretendidos, obter soluções óptimas e efectuar uma análise de sensibilidade num curto espaço de tempo.

3. Sistemas de conversão de Energia Solar Térmica em Energia Eléctrica

3.1 Introdução

O presente capítulo apresenta os aspectos teóricos inerentes ao sistema solar ORC, critérios e formulas utilizados para efeitos da programação da ferramenta computacional e componentes teóricos e técnicos, fornecidos pelo comerciante, referentes ao tipo de colector aplicado no sistema.

O capítulo 3 subdivide-se em 6 subcapítulos, intitulados da seguinte forma:

3.2 – Ciclo de Rankine;

3.3 – Sistema solar ORC;

3.4 – Colector solar térmico de tubo de vácuo;

3.5 – Critérios utilizadas para as tabelas de propriedades termodinâmicas;

3.6 – Tratamento dos dados da radiação solar global;

3.2 Ciclo de Rankine

O ciclo de Rankine é ilustrado na figura 60. O ciclo de Rankine é um ciclo ideal para ciclos de potência a vapor (Çencel Y. A., 2006). A perda de calor que ocorre entre os componentes e arredores é negligenciada para simplificação. As variações da energia cinética e potencial também são ignoradas. Cada componente é considerado a operar num estado estacionário.

Tendo em conta a conservação da massa e os princípios de energia, as equações referentes à transferência de energia entre cada componente constituinte do ciclo são posteriormente apresentadas.

A numeração apresentada na figura 60 refere-se aos diferentes estados a que o fluido se encontra nos respectivos pontos.

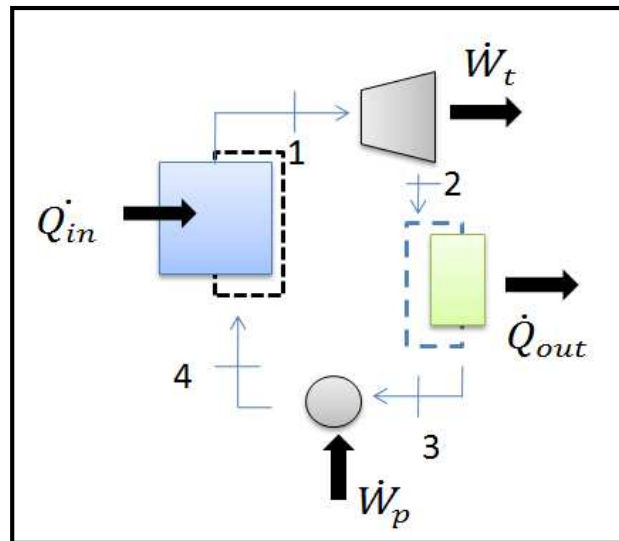


Figura 60 - Ciclo de Rankine convencional

3.2.1 Descrição do ciclo

Segundo o autor (Çencel & Boles, 2007), o ciclo de Rankine é constituído por uma caldeira, uma turbina, um condensador e uma bomba. Consiste nos quatro processos seguintes:

- 4-1: Fornecimento de calor a pressão constante pela caldeira;
- 1-2: Expansão isoentrópica na turbina;
- 2-3: Rejeição de calor a pressão constante no condensador;
- 3-4: Compressão isoentrópica na bomba;

A água, o fluido de trabalho utilizado no ciclo de Rankine convencional, entra na caldeira como um líquido comprimido no estado 4 e sai como vapor sobreaquecido no estado 1. A caldeira é basicamente um trocador de calor. O vapor de água sobreaquecido no estado 1 entra na turbina, no qual se expande de forma isoentrópica, e produz trabalho e acciona o eixo que se encontra conectado a um gerador eléctrico. Ocorre uma quebra, na pressão e na temperatura, durante este processo até ao estado 2, no qual o vapor entra no condensador. Nesse estado, o vapor, em geral, é uma mistura de líquido e vapor saturado com uma qualidade de vapor elevada. O vapor é condensado a pressão constante no condensador, sendo este um trocador de calor, que rejeita calor para um meio de arrefecimento como um lago, um rio ou para a atmosfera. A água deixa o condensador como líquido saturado, entra na bomba no estado 3 e é

comprimida de forma isentrópica até à pressão de operação da bomba. Desta forma o ciclo fica completo.

3.2.2 Análise Energética do ciclo de Rankine ideal

Caldeira (W=0):

$$\frac{\dot{Q}_{in}}{\dot{m}} = h_1 - h_4$$

Turbina (Q=0):

$$\frac{\dot{W}_t}{\dot{m}} = h_1 - h_2$$

$$s_2 = s_1$$

Quando o fluido de trabalho, à saída da turbina encontra-se numa mistura de liquido-vapor saturado, a respectiva entalpia é calcula tendo em conta a qualidade do vapor (x).

$$x = \frac{s_2 - s_f}{s_g - s_f}$$

$$h_2 = h_f + x \times h_{fg}$$

Condensador (W = 0):

$$\frac{\dot{Q}_{out}}{\dot{m}} = h_2 - h_3$$

Bomba (Q=0):

$$\frac{\dot{W}_p}{\dot{m}} = h_1 - h_4$$

$$s_4 = s_3$$

3.2.3 Eficiência térmica do ciclo

Mede a eficiência com que o ciclo converte o calor rejeitado pela caldeira em trabalho líquido. (Moran & Shapiro, 2010) Existe várias formas de a calcular, a fórmula utilizada foi a seguinte:

$$\eta = \frac{\dot{Q}_t/\dot{m} - \dot{Q}_p/\dot{m}}{\dot{Q}_{in}/\dot{m}} = 1 - \frac{\dot{Q}_{out}/\dot{m}}{\dot{Q}_{in}/\dot{m}} = 1 - \frac{(h_2 - h_3)}{(h_1 - h_4)}$$

3.2.4 Back work ratio

O autor (Moran & Shapiro, 2010) menciona outro parâmetro para avaliar o desempenho do ciclo, o Back Work Ratio. É definido como sendo a razão entre o trabalho consumido pela bomba e o trabalho produzido pela turbina. Este parâmetro avalia a influência das irreversibilidades no desempenho do ciclo.

$$\frac{\dot{W}_p/\dot{m}}{\dot{W}_t/\dot{m}} = \frac{(h_4 - h_3)}{(h_1 - h_2)}$$

3.2.5 Principais irreversibilidades e perdas

Associado aos componentes do ciclo, pode ocorrer algumas perdas ou irreversibilidades durante o funcionamento do mesmo, o que influencia no desempenho do sistema.

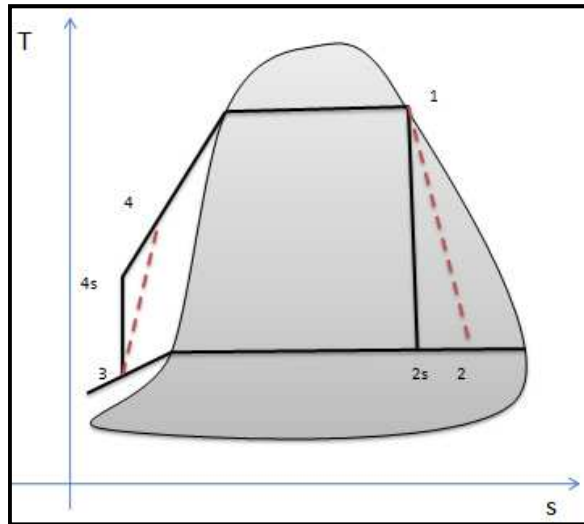


Figura 61 - Diagrama T-s afectado pelas irreversibilidades da turbina e da bomba (Moran & Shapiro, 2010)

3.2.5.1 Turbina

A principal irreversibilidade ocorre na expansão do fluido de trabalho na turbina. O calor perdido pelas vizinhanças da mesma representa uma perda. Consequentemente, a expansão adiabática (Fig 61, processo 1-2) através da turbina é acompanhada por um aumento na respectiva entropia, o que leva a uma diminuição do trabalho produzido. Consequentemente, a entalpia real (h_2) à saída da turbina é calculada com base na eficiência isoentrópica da mesma. (Moran & Shapiro, 2010)

$$\eta_t = \frac{\dot{W}_t / \dot{m}}{\left(\dot{W}_t / \dot{m} \right)_s} = \frac{(h_1 - h_2)}{(h_1 - h_{2s})}$$

$$h_2 = h_1 - \eta_t \times (h_1 - h_{2s})$$

3.2.5.2 Bomba

Ao fornecer trabalho à bomba, as irreversibilidades são causadas por efeitos de fricção. Por outro lado, ocorre perdas de calor através das paredes do referido componente. Ignorando essa perda, as irreversibilidades provocam um aumento de entropia.(Fig.61, processo 3-4).

O trabalho desse processo é maior do que o no caso do isentrópico, o que influencia de forma negativa a eficiência térmica do ciclo. Deste modo, a entalpia real (h_4) à saída da bomba é calculada com base na eficiência isentrópica da mesma. (Moran & Shapiro, 2010)

$$\eta_t = \frac{\left(\dot{W}_p/\dot{m}\right)_s}{\left(\dot{W}_p/\dot{m}\right)} = \frac{(h_{4s} - h_3)}{(h_4 - h_3)}$$

$$h_4 = \frac{(h_{4s} - h_3)}{\eta_p} + h_3$$

3.2.6 Optimizar a eficiência do ciclo de Rankine

Existe várias formas de aumentar a eficiência do ciclo. Apenas serão mencionadas as três que foram aplicadas na análise de sensibilidade do sistema solar ORC em estudo.

3.2.6.1 Diminuir a pressão no condensador

A figura 62 apresenta o efeito causado pela diminuição da pressão no condensador no ciclo.

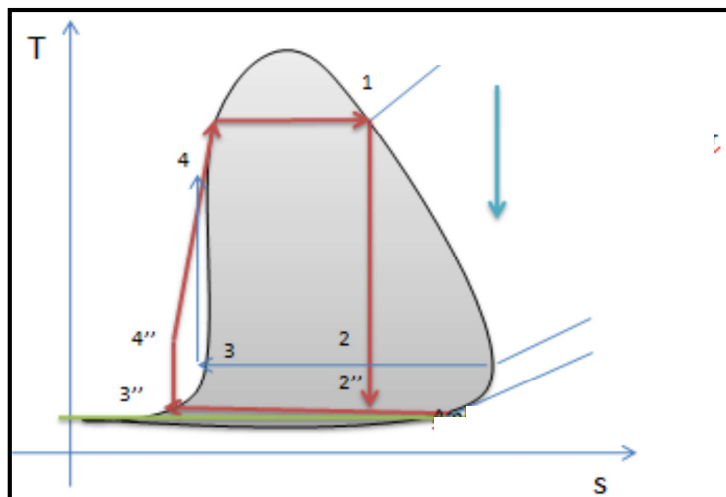


Figura 62 - Efeito da diminuição da pressão no condensador no diagrama T-s (Moran & Shapiro, 2010)

Segundo o autor (Çencel & Boles, 2007), o vapor no condensador é uma mistura saturada à temperatura de saturação correspondente à pressão dentro do condensador. Assim, a diminuição da pressão de operação do condensador diminui a temperatura do vapor e, consequentemente, a temperatura na qual o calor é rejeitado.

O efeito da diminuição da pressão no condensador sobre a eficiência do ciclo é ilustrado na figura 57. O trabalho líquido aumenta e o consumo do calor também aumenta. O efeito global da diminuição da pressão no condensador é o aumento da eficiência térmica do ciclo.

3.2.6.2 Aumentar a pressão na caldeira

A figura 63 mostra a alteração que o ciclo sofre quando ocorre um aumento da pressão na caldeira.

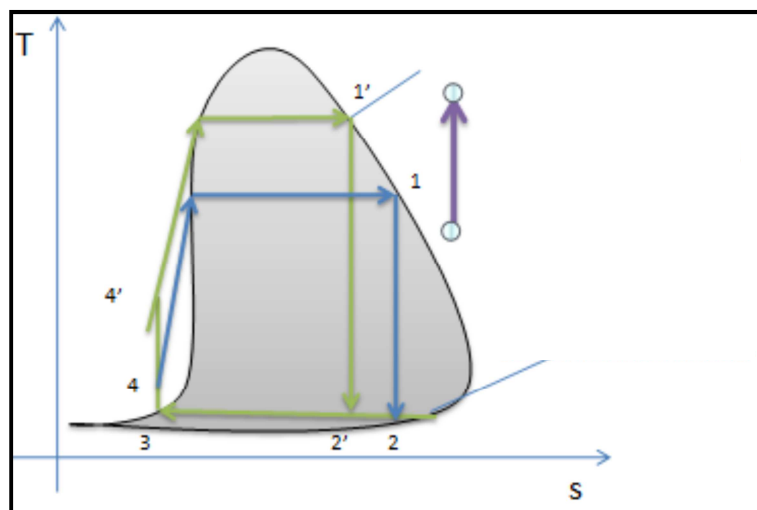


Figura 63 - Efeito do aumento da pressão na caldeira no diagrama T-s.
(Moran & Shapiro, 2010)

Outra forma de aumentar a temperatura média durante o processo de fornecimento de calor é aumentar a pressão de operação da caldeira. Isso eleva a temperatura de ebulição e, por sua vez, aumenta a temperatura média à qual o calor é transferido para o vapor. O que se reflecte num aumento da eficiência. (Çencel & Boles, 2007)

O efeito do aumento da pressão da caldeira sobre o desempenho do ciclo é evidenciado na figura 63.

3.2.6.1 Sobreaquecer o vapor a temperaturas mais elevadas

O autor (Çencel & Boles, 2007) afirma que a temperatura média com a qual o calor é transferido para o vapor pode ser aumentada sem aumentar a pressão da caldeira através do sobreaquecimento do vapor a temperaturas elevadas. O efeito do sobreaquecimento sobre o desempenho do ciclo é ilustrado na figura 64. O trabalho líquido e o consumo de calor aumentam em consequência do sobreaquecimento do vapor a uma temperatura mais elevada. O efeito geral é um aumento na eficiência térmica, uma vez que a temperatura média com a qual o calor é adicionado aumenta.

O sobreaquecimento do vapor a temperaturas mais elevadas tem outro efeito desejável, diminui o conteúdo de humidade do vapor à saída da turbina.

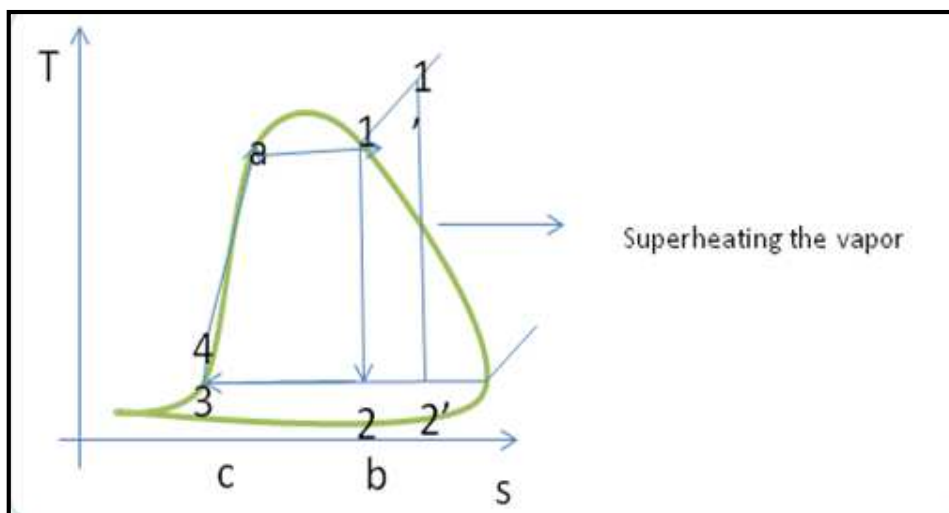


Figura 64- Efeito do sobreaquecimento no diagrama T-s. (Moran & Shapiro, 2010)

3.2 Sistema Solar ORC

O sistema solar ORC é constituído por um colector solar térmico de tubo de vácuo, uma caldeira, uma turbina, um condensador e uma bomba. (fig.65)

O colector solar térmico de tubo de vácuo recebe a radiação solar (W/m^2). Esse calor é absorvido pela água, fluido de trabalho que circula no ciclo 1, sempre em estado líquido. Por sua vez, através da caldeira, o calor é transferido para o fluido de trabalho do ciclo 2, que neste caso é o R-245fa. O ciclo 2 funciona de forma idêntica ao ciclo de Rankine convencional, descrito anteriormente, a única diferença está no tipo do fluido de trabalho.

O ciclo 3, onde o fluido de trabalho é a água, é utilizado para absorver o calor rejeitado pelo condensador que pode ser utilizado em inúmeras aplicações. Neste caso, é utilizado para o aquecimento de águas

Um factor que se reflecte no desempenho do ciclo é o tipo de fluido de trabalho. O R-245fa, é seleccionado para operar no respectivo sistema pois segundo vários autores é adequado para sistemas de baixa-media entalpia e proporciona sistemas de pequenas dimensões. Além disso, apresenta as seguintes características:

- Atinge o estado sobreaquecido a temperaturas baixas($T \geq 154^\circ C$);
- Curva de saturação positiva, o que significa ser um fluido seco. Proporciona desta forma um bom funcionamento da turbina, uma vez que depois da expansão continua no estado sobreaquecido. (Wang, Zhao & Wang, 2010);

- É estável, não corrosivo, não inflamável,, não incrustante e não poluidor. (Madhawa & H., 2007)
- Peso molecular razoável, o que minimiza a velocidade de rotação e o número de estágios da turbina (Stine & Harrigan, 1985)
- Económico e disponível no mercado. (Prof. Doutor Mário Alves)

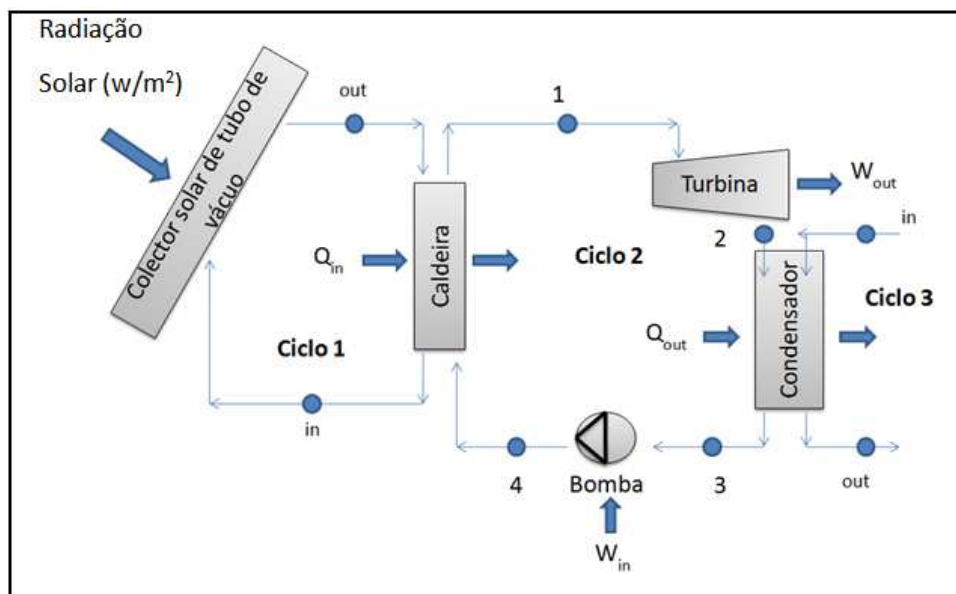


Figura 65- Sistema solar ORC

O objectivo com o estudo do sistema solar ORC é avaliar o seu comportamento face aos dados de 2010 da radiação solar na ilha Terceira, e determinar a quantidade de colectores solares necessários à produção de 10 KWe. Efectuar uma análise de sensibilidade com o intuito de avaliar a eficiência do coletor solar, a eficiência do ciclo ORC e determinar quais os valores óptimos a operar no sistema, consoante a respectiva radiação solar.

Por fim, para o melhor cenário obtido, analisar o comportamento económico para e determinar o payback do investimento com os colectores.

A ferramenta computacional desenvolvida para o sistema em estudo, permite otimizar o tempo na obtenção dos resultados e minimizar os erros no cálculo dos parâmetros obtidos.

Para a análise do sistema solar ORC é inevitável a introdução de algumas variáveis necessárias para a obtenção de resultados. Os referentes inputs e outputs constam nos parâmetros mencionados nas tabelas 2, 3 e 4.

Tabela 2 - Input e output para o ciclo 1

Ciclo 1	
Inputs	Outputs
Radiação solar (W/m^2)	Eficiência do colector (%)
Área referente a uma unidade do colector (m^2)	Potência à saída do colector (kW)
Capacidade de absorção do colector (%)	Fluxo de massa (kg/s)
Capacidade de emissão do colector (%)	Área necessária de colectores (m^2)
Eficiência óptica do colector	Quantidade de colectores necessários
Coeficiente de perdas por área de abertura ($W/m^2.K$)	
Temperatura ambiente ($^{\circ}C$)	
Temperatura à entrada do colector ($^{\circ}C$)	
Temperatura à entrada do colector ($^{\circ}C$)	
Pressão de operação do colector	

Tabela 3 - Inputs e Outputs para ciclo 2

Ciclo 2	
Inputs	Outputs
Caldeira	Trabalho produzido pela turbina (kJ/kg)
• Temperatura à saída da caldeira ($^{\circ}C$)	Trabalho consumido pela bomba (KJ/Kg)
• Pressão à saída da caldeira (kPa)	Trabalho líquido (kJ/kg)
• U ($W/m^2.^{\circ}C$)	Potência da turbina (kW)
• C_p (kJ/Kg. $^{\circ}C$)	Potência do condensador (kW)
Condensador	Calor rejeitado pelo condensador (kJ/kg)
• Temperatura à saída do condensador ($^{\circ}C$)	Eficiência térmica (%)
• Pressão à entrada do condensador ($^{\circ}C$)	Back Work Ratio (%)
Parâmetros gerais	ΔT_{lm} da caldeira ($^{\circ}C$)
• Eficiência da turbina (%)	Área da caldeira m^2
• Eficiência da bomba (%)	
• Potência desejada à saída da turbina (kW)	

Tabela 4 - Inputs e Outputs para o ciclo 3

Ciclo 3	
Inputs	Outputs
Temperatura fria à saída do condensador ($^{\circ}C$)	ΔT_{lm} do condensador ($^{\circ}C$)
Temperatura fria à entrada do condensador ($^{\circ}C$)	Área do condensador m^2
U ($W/m^2.^{\circ}C$)	Fluxo de massa de arrefecimento (kg/s)
C_p (kJ/Kg. $^{\circ}C$)	

Os restantes outputs presentes na interface gráfica do programa são meramente informativos e para efeitos de cálculos.

As fórmulas utilizadas na ferramenta computacional para fins de cálculo foram modificadas das originais com base nos dados conhecidos.

- $A_i = \frac{Q}{U \times \Delta T_{lm}} \quad (1)$

- $A_n = \left(\frac{\left(\frac{\dot{W}_d}{\dot{W}_t} \right)}{\eta_{col}} \right) \quad (2)$

- $bwr = \frac{W_p}{W_t} \quad (3)$

- $h_{2real} = h_1 - \eta_t \times (h_1 - h_2) \quad (4)$

- $h_{4real} = h_3 + \left(\frac{(h_4 - h_3)}{\eta_p} \right) \quad (5)$

- $m_{col} = \frac{Q_{in}}{h_{out} - h_{in}} \quad (6)$

- $m_{orc} = Q_{in} / (h_1 - h_{4real}) \quad (7)$

- $m_{arref} = \frac{Q_{out}}{cp_{(h2o)} \times (t_{out} - t_{in})} \quad (8)$

- $N_{col} = \left(A_n / A_{col} \right) \quad (9)$

- $\eta_{orc} = \left(1 - \left(\frac{(h_{2real} - h_3)}{(h_1 - h_{2real})} \right) \right) \quad (10)$

- $\dot{Q}_{in} = A \times \eta_{col} \times G \quad (11) \text{ (Nafey \& Sharaf, 2010)}$

- $Q_{out} = (h_{2real} - h_3) (12)$
- $\dot{Q}_{out} = m_{orc} \times (h_{2real} - h_3) (13)$
- $\Delta T_1 = T_{hin} - T_{cout} (14)$
- $\Delta T_2 = T_{hout} - T_{cin} (15)$
- $\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} (16)$
- $W_t = h_1 - h_{2real} (17)$
- $W_p = h_{4real} - h_3 (18)$
- $W_{liq} = W_t - W_p (19)$
- $\dot{W}_t = m_{orc} \times (h_1 - h_{2real}) (20)$

3.3 Colector solar térmico de tubo de vácuo

Após um estudo de mercado para os diferentes colectores solares térmicos existentes no mercado, seleccionou-se a proposta da empresa RenovaSolar. A gama apresentada pela empresa relativamente aos colectores solares tubos de vácuo, utiliza uma técnica de 4ª geração, os tubos “Heat Pipe”. Esta propriedade possibilita o colector a possuir altos rendimentos no Inverno, em relação aos colectores planos. No Verão, as altas radiações criam problemas de sobreaquecimento na maioria dos colectores de tubo de vácuo, chegando estes a temperaturas estacionárias de 280°C ou 300°C. Neste caso, o colector sunPro para nos 180°C, semelhante aos colectores planos. Garantem uma instalação altamente eficiente, uma vida e uma maior durabilidade dos seus componentes.

Todos os produtos comercializados pela empresa RenovaSolar dispõem das correspondentes certificações Solar Keymark válidas para toda a Europa (incluindo Portugal) e Cener (Espanha)



Figura 66 - Colector Solar de tubo de vácuo



Figura 67 - Logotipos das empresas certificador

3.4.1 Tecnologia dos Tubos de Vácuo

A radiação solar e a radiação difusa são absorvidas pelos tubos de vácuo que as convertem em calor. Os respectivos colectores utilizam a técnica denominada de “*Twinglass tube*” (tubos concêntricos em vidro), os quais são conhecidos pela sua fiabilidade, performance e baixos custos de manufactura.

O tubo de vácuo é constituído por dois tubos de vidro concêntricos de boro-silicato. O tubo externo transparente permite a livre passagem de luz com o mínimo reflexo. O tubo interno é também em boro-silicato mas possui uma película selectiva (Al-N/Al) incrustada no vidro com alto poder absorvente de radiação solar, com o mínimo de reflexo, para assim evitar perdas.

A parte superior dos tubos é fundida ficando os dois tubos unidos entre si. Por entre estes, o ar é retirado ainda a altas temperaturas. Cria-se desta forma um vácuo entre os tubos concêntricos, o qual é responsável pela alta eficiência deste sistema quando em comparação com outro tipo de colectores (CPC, e planos).

A parte interior dos tubos é de vidro duplo, o que origina vácuo entre as duas camadas permitindo assim, a conservação da temperatura.

Depois de a radiação ser absorvida é transformada em calor, os tubos de vácuo conseguem mantê-lo armazenado devido as propriedades isolantes do vácuo. Desta forma o calor não é perdido para o meio circundante. Enquanto os colectores de tubo de vácuo tem um bom desempenho em relação a baixas temperaturas no exterior, os outros tipos de colectores perdem a energia armazenada para o meio circundante muito rapidamente.

De forma a retirar os gases do interior dos tubos, os colectores possuem “*getters*”, são orifícios arredondados que são preenchidos com metais altamente oxidantes, sendo o boro o mais utilizado. Como o tubo encontra-se devidamente isolado e sem ar no seu interior, o “*getter*” é aquecido a altas temperaturas, o que faz com que o boro evapore, reagindo/absorvendo com qualquer gás residual no interior do tubo e consequentemente deixa um depósito metálico na parte interior do tubo. Este depósito cinzento verifica a qualidade do vácuo no tubo. Quando este se torna esbranquiçado, significa que se combinou com o oxigénio infiltrado por fracturas no vidro, com perda do vácuo e causa um fraco desempenho do sistema. No interior do tubo de vácuo existe um tubo em cobre (*heat pipe*) cujo interior possui água destilada e aditivos.

A eficiência do sistema, depende de muitos factores, sendo um deles a incidência solar da localização da instalação. Desta forma, pode-se otimizar o desempenho do sistema.

Vantagens dos Colectores de Tubos de Vácuo

Os colectores solares térmicos de tubo de vácuo caracterizam-se pelo seu elevado rendimento e maior eficiência relativamente aos colectores tradicionais como os colectores planos.



Figura 68 - Tubo de vácuo

- Devido à forma cilíndrica, o sol incide perpendicularmente à superfície do vidro a maior parte do dia;
- O vácuo dos tubos reduz a perda de calor. O vento e as baixas temperaturas têm um efeito mínimo na eficiência dos colectores;
- Os colectores de tubo de vácuo podem-se utilizar em temperaturas abaixo de zero sem danificar o sistema;

- Não sofrem as contracções ou dilatações habituais dos colectores planos devido às alterações de temperaturas. São essas alterações que provocam uma diminuição do rendimento e durabilidade do colector;
- Os tubos de vácuo tem uma grande durabilidade, são resistentes e em caso de danificação de algum tubo a instalação continua a funcionar, sendo fácil a sua substituição do tubo danificado sem que seja necessário para o equipamento durante a reparação;
- A redução da superfície de captação devido à sua melhor eficiência energética é outra das vantagens dos colectores de tubo de vácuo relativamente aos colectores planos;
- Apresentam uma eficiência de 85% (eficiência testada e documentada nos testes de certificação “Solar Keymark efectuados no Fraunhofer Institute for Solar Energy Systems);

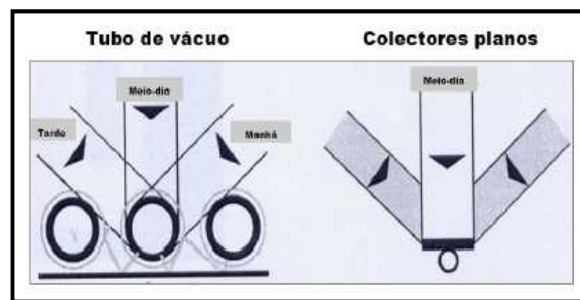


Figura 69 - Sistema de absorção da radiação pelo tubo de vácuo

3.4.2 Dados Técnicos

Os dados que se seguem fazem parte dos relatórios de ensaios técnicos efectuados pelo Fraunhofer Institute for Solar Energy System ISE.

Colector	sunPro 10	sunPro 15	sunPro 20	sunPro 25	sunPro 30
Modelo	TZ 58-1800-10R	TZ 58-1800-15R	TZ 58-1800-20R	TZ 58-1800-25R	TZ 58-1800-30R
Ref.	CTZ5810	CTZ5815	CTZ5820	CTZ5825	CTZ5830
Nº de Tubos	10	15	20	25	30
Tipo	Tubo de vácuo "Heat Pipe" de alto rendimento				
Estrutura do Tubo	Tubo duplo em vidro com estrutura co-axial				
Tipo Montagem	sobre telhado ou estrutura				
Comprimento dos Tubos	1800 mm				
Área Total	1,71 m ²	2,56 m ²	3,41 m ²	4,26 m ²	4,90 m ²
Área Abertura	1,20 m ²	1,79 m ²	2,40 m ²	2,99 m ²	3,60 m ²
Altura Total	2030 mm				
Largura	840 mm	1260 mm	1680 mm	2100 mm	2520 mm
Espessura	150 mm				
Peso (em vazio)	39,6 Kg	53,4 Kg	71,2 Kg	89 Kg	106 Kg
Capacidade Colector	0,77 L	1,15 L	1,54 L	1,92 L	2,3 L
Radiação 400 /wm ² ?T 30°	279 W	417 W	559 W	696 W	838 W
Conexões	obturação direita 1"				
Absorvente	Cobre / Bronze				
Absorção	0,95				
Emissão	0,05				
Involúcro	Alumínio				
Isolamento Térmico	Poliuretano / Lã de Vidro				
Tubo de Vácuo	Boro Silicato - Nitato de Alumínio				
Factor de Conversão	0,734 %				
Factor de Perdas	1,529 wm ² °C				
Pressão Máxima de Serviço	10 bares				
Temperatura de Paragem	180 °C + Temperatura Ambiente				
Caudal Recomendado	50 - 150 l/h				
Resistência ao impacto:	granizo até 30mm de diâmetro				
Resistência ao vento:	30m/s (class 11 - Strong Gale)				
Força Máxima:	0,8 MPa				
Conexão máxima em Série	6 un	6 un	4 un	3 un	3 un
Inclinação Mínima / Máxima	15° - 90°				
Homologação	Solarkeymark EN 12975 - 1.2.2006 (Europa) / GPS 8166 (Espanha)				

Figura 70 - Dados técnicos dos colectores de tubo de vácuo comercializados pela RenovaSolar

Rendimento:

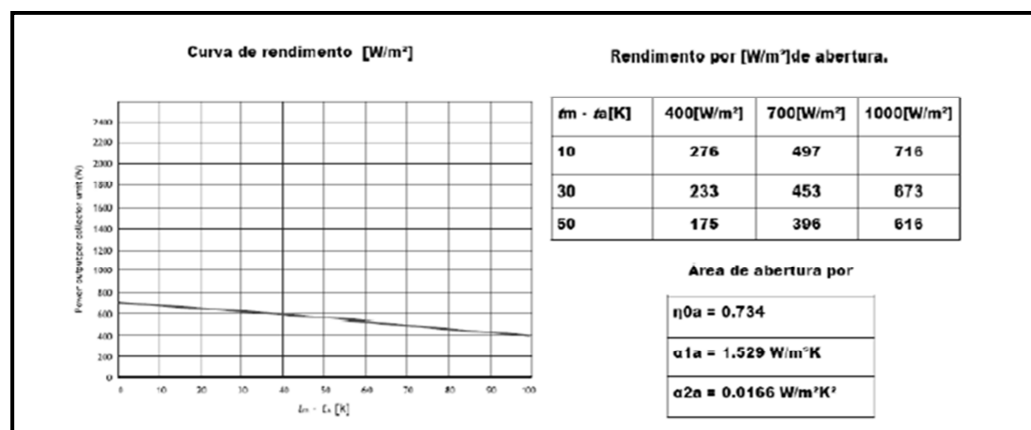


Figura 71 - Rendimento do colector solar tubo de vácuo comercializado pela RenovaSolar

Capacidade Térmica efectiva do colector: 15.6 KJ/K m²

Limitações:

Tabela 5 - Limitações de operação do colector

Pressão máxima	1000 KPa
Pressão de operação	600 KPa
Máxima temperatura de operação	95°C
Máxima temperatura de estagnação	200.3 °C

3.4.3 Condições Financeiras

A proposta solicitada para uma unidade, de um colector SunPro com 10 tubos e outro de 30, à empresa RenovaSolar, é apresentada na figura 72.

Descrição	Ref.	Qtd.	PVP Unitário	Desc 1	Desc 2	Preço Unitário	Preço
Colector SunPro com 10 tubos Heat-Pipe	TZ58-1800-10R	1	598,00	35%	20%	311,00	311,00
Estrutura de Suporte de Alumínio para cobertura plana	SAF5810	1	84,00	35%		54,60	54,60
TOTAL:							365,60
IVA à taxa de 13%							47,53
Total com IVA:							413,13
Moeda Euro							
Descrição	Ref.	Qtd.	PVP Unitário	Desc 1	Desc 2	Preço Unitário	Preço
Colector SunPro com 30 tubos Heat-Pipe	TZ58-1800-30R	1	1.657,00	35%	20%	861,60	861,60
Estrutura de Suporte Galvanizado para cobertura plana	SAF5830	1	149,00	35%		96,90	96,90
TOTAL:							958,50
IVA à taxa de 13%							124,61
Total com IVA:							1.083,11
Moeda Euro							

Figura 72 - Proposta fornecida pela RenovaSolar para os colectores solares tubo de vácuo.

3.4.4 Parâmetros de eficiência do colector:

A dependência funcional da eficiência do colector a nível meteorológico e na operação do sistema pode ser traduzido pela seguinte equação matemática (TZ58-1800, 2007):

$$\eta(G, (t_m - t_a)) = \eta_o - a_{1a} \frac{t_m - t_a}{G} - a_{2a} \frac{(t_m - t_a)^2}{G} \quad (21)$$

$$t_m = \frac{t_e + t_{in}}{2} \quad (22)$$

3.5 Critérios utilizados para as tabelas de propriedades termodinâmicas

O programa criado para a simulação do sistema solar ORC, para o efeito dos cálculos, faz uso de algumas propriedades das tabelas termodinâmicas. Para tal, existe certos critérios a ter em conta no seu uso. Foram usadas as tabelas de propriedades termodinâmicas da água e do fluido R-134a do autor (Moran & Shapiro, 2010) a capacidade calorífica a pressão constante da água foi retirada da tabela A-9 do autor (Çencel & Boles, 2007) e, as tabelas do fluido R-245fa foram cedidas pelo Professor Doutor Mário Alves.

3.5.2 Estado líquido saturado e vapor saturado

As propriedades termodinâmicas de um fluido no estado de líquido ou vapor saturado são lidas directamente da respectiva tabela.

3.5.2 Mistura de líquido e vapor saturado

Durante um processo de vaporização, um fluido possui uma parte líquida e uma parte de vapor. Ou seja, uma mistura de líquido saturado e vapor saturado. Para analisar adequadamente, é necessário conhecer as proporções das fases líquidas e vapor da mistura. Isso é feito pela propriedade chamada de título ou qualidade do vapor (x). É definida como sendo a relação entre a massa do vapor e a massa total da mistura, e o seu valor varia entre 0 e 1.

$$x = \frac{m_{vapor}}{m_{total}}$$

Caso o título seja igual a 0, o fluido está no estado de líquido saturado. Caso contrário, estado de vapor saturado.

Calcula-se um valor médio para a propriedade pretendida através da seguinte equação:

$$y_{med} = y_l + x \times y_{lv}$$

Os valores das propriedades médias estão sempre entre os valores das propriedades de líquido saturado e vapor saturado.

$$y_l \leq y_{med} \leq y_v$$

Todos os estados de uma mistura saturada estão localizados sob a curva de saturação. Os valores das propriedades serão retirados das colunas respectivas de vapor ou líquido saturado, da tabela que contem os valores no estado saturado.

3.5.3 Estado de vapor sobreaquecido

Na região à direita da linha de vapor saturado e a temperaturas acima da temperatura do ponto crítico, o fluido de trabalho encontra-se no estado sobreaquecido. Como a região é de uma única fase, a temperatura e a pressão não são propriedades dependentes, podem ser usadas de forma conveniente como duas propriedades das tabelas.

Segundo o autor (Çencel & Boles, 2007) quando comparado ao vapor saturado, o vapor sobreaquecido é caracterizado por:

- Pressões mais baixas ($P < P_{sat}$);
- Temperaturas mais altas ($T > T_{sat}$);
- Entalpias mais altas ($h > h_g$);
- Volumes específicos mais altos ($v > v_g$);
- Entropias específicas mais altas ($s > s_g$);

Quando isso sucede-se, os respectivos valores para as propriedades termodinâmicas pretendidas devem ser consultadas na tabela com as propriedades no estado sobreaquecido

3.5.4 Estado de líquido comprimido

Por vezes, existe certos fluidos que não possuem tabelas de líquido comprimido. Quando isso sucede-se o líquido comprimido é tratado como um líquido saturado à mesma temperatura. Isso porque as propriedades do líquido comprimido dependem muito mais da temperatura do que da pressão. (Çencel & Boles, 2007)

O autor (Çencel & Boles, 2007) caracteriza um líquido comprimido por:

- Pressões mais altas ($P > P_{\text{sat}}$);
- Temperaturas mais baixas ($T < T_{\text{sat}}$);
- Entalpias mais baixas ($h < h_f$);
- Volumes específicos mais baixos ($v < v_f$);
- Entropias específicas mais baixas ($s > s_f$);

Entretanto, ao contrário do vapor sobreaquecido, as propriedades do líquido comprimido não são muito diferentes dos valores correspondentes ao líquido saturado. (Çencel & Boles, 2007)

3.5.5 Interpolação dos valores das propriedades termodinâmicas

Por vezes, nem sempre as tabelas possuem os valores das propriedades a uma determinada temperatura ou pressão. Nesse caso, é necessário recorrer à interpolação.

A interpolação é calculada com base na seguinte equação:

Tabela 5- Variáveis de exemplo para a interpolação

X	Y
X0	Y0
X1	Y1

Pretende-se calcular o valor Y do respectivo X. O valor X0 representa um valor inferior e o X1 um valor superior a X.

$$\frac{Y - Y_0}{Y_1 - Y_0} = \frac{X - X_0}{X_1 - X_0}$$

Com base na interpolação, obtêm-se o valor da propriedade pretendida para uma determinada propriedade conhecida.

3.6 Tratamento dos dados da radiação global

Os dados fornecidos do ano 2010 da radiação global solar na ilha Terceira referem-se ao mês de Janeiro e Julho. Posteriormente, seleccionaram-se os dias mais relevantes, sendo estes os dias 1,2 e 6 de Janeiro e os dias 6 e 11 de Julho.

A resolução temporal dos dados corresponde a valores médios para um período de 5 segundos e com unidades em mV. Essa radiação global foi afectada por um factor de conversão de $0,00525 \text{ mVm}^2/\text{W}$. (Fialho)

A figura 73 apresenta os valores afectados pelo factor de conversão e com uma resolução temporal de 5 segundos para um dia de Janeiro.

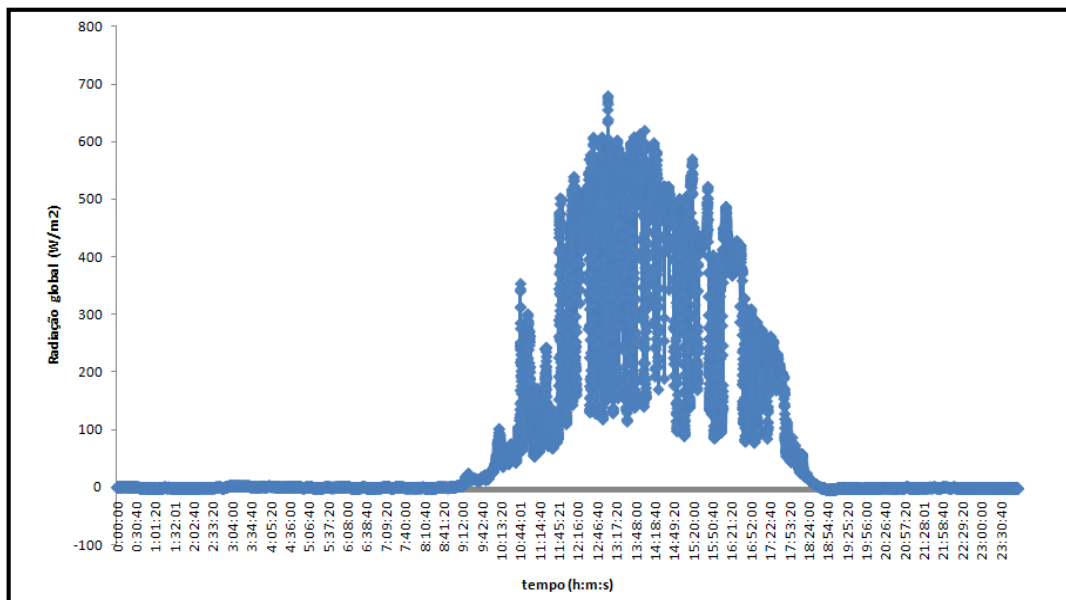


Figura 73 - Radiação solar global vs Tempo (hh:mm:ss)

A fim de facilitar a análise dos dados, converteu-se a resolução temporal a 1 minuto e eliminou-se todos os valores que se encontravam sob ou próximos do eixo (0,0), dados estes que não acrescentam valor à respectiva análise.

4. Modelo e Programa Computacional desenvolvido para o sistema solar ORC

4.1 Introdução

O programa desenvolvido proporciona uma análise de sensibilidade e otimiza o tempo na obtenção de resultados para o sistema solar ORC. Para além disso, minimiza os erros de cálculo.

A ferramenta computacional foi desenvolvida em ambiente Matlab – versão 7.6.0 (r2008a). O código foi escrito numa M-file, é um ficheiro de texto que agrega um conjunto de instruções de código (Morais & Vieira, 2006) e a interface gráfica criada no GUI (*Graphical User Interface*).

Neste capítulo é apresentado e explicada a estrutura da interface gráfica, o seu funcionamento e os aspectos mais importantes inerentes à programação. Os excertos dos códigos tidos como exemplo explicativo não possuem os ciclos nem as instruções na sua íntegra.

O capítulo 5 subdivide-se em 6 subcapítulos, intitulados da seguinte forma:

- 4.2 – Interface gráfica;
- 4.3 – Colector solar;
- 4.4 – Ciclo ORC;
- 4.5 – Leitura das tabelas;
- 4.6 – Botão Reset;
- 4.7 – Ficheiro M-File;
- 4.8 – Aspectos teóricos inerentes à programação;

O capítulo é finalizado com um exemplo de uma análise de um caso para o sistema solar ORC para demonstrar a funcionalidade do programa.

4.2 Interface Gráfica

A figura 74 apresenta a interface gráfica do programa desenvolvido para análise do sistema solar ORC. Permite ao utilizador inserir os parâmetros necessários, designados como inputs, e no mesmo ambiente obter os resultados, os outputs.

Cada parâmetro está identificado de forma objectiva, seguido do respectivo campo, onde o usuário deverá inserir o respectivo valor, e da correspondente unidade.

Todos os campos dos inputs possuem a característica *enable* no estado “on” e os outputs, no estado “inactive”. Isso garante que os campos dos inputs estejam disponíveis para inserir valores e os dos outputs sejam somente para visualização dos resultados.

A interface gráfica é constituída por seis painéis principais, dos quais três possuem dois painéis secundários, um para os respectivos inputs e outro para os outputs. O painel intitulado por “Tipo de fluido” contém um popupmenu, onde o usuário poderá seleccionar o fluido que pretende que opere no ciclo ORC. O painel “Output” devolve os resultados mais relevantes do sistema solar ORC.

Painel “Colector”

Figura 74- Interface gráfica da ferramenta computacional do sistema solar ORC

Todos os inputs apresentados são campos obrigatórios. No caso de algum ficar por esquecido, o utilizador é relembrado com uma mensagem de erro. (Fig.75)

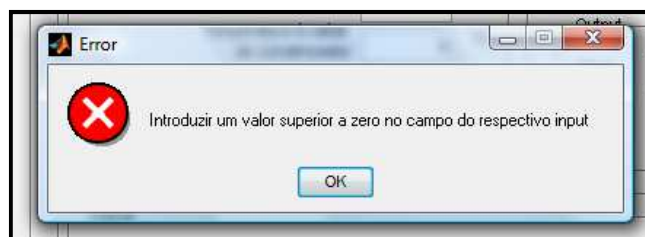


Figura 75 - Mensagem de erro quando o utilizador não insere dados

Somente quando o botão “Calculate” é pressionado é que o programa executa as funções e fornece os resultados para os outputs.

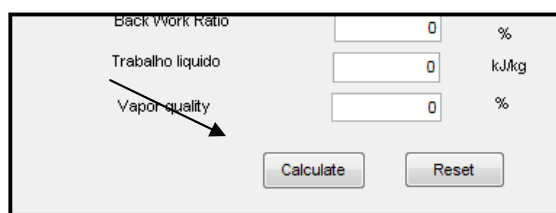


Figura 76 - Botão "Calculate"

A nomenclatura atribuída aos parâmetros da interface é meramente intuitiva. Porém, de forma a otimizar o espaço, algumas foram abreviadas. A figura seguinte possui a sua designação.

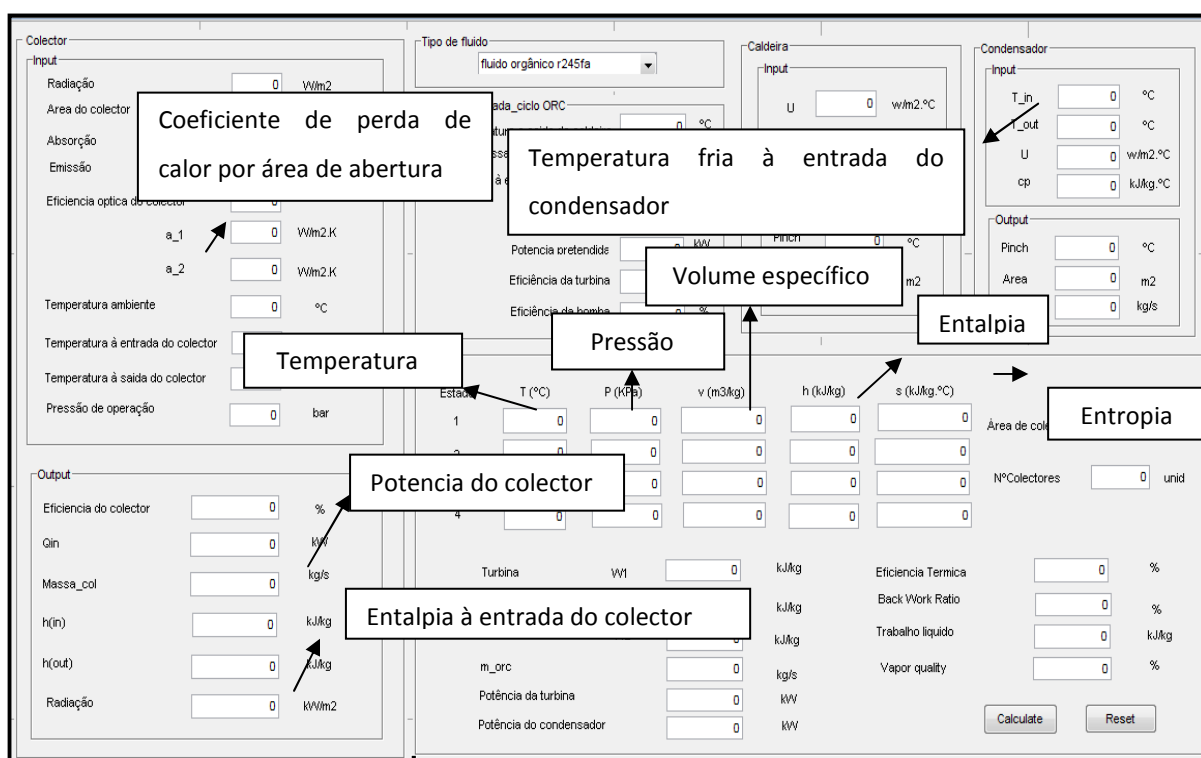


Figura 77 – Nomenclatura de alguns parâmetros da interface gráfica

O usuário ao clicar no botão do pop-up menu, é apresentado três tipos de fluidos: H₂O, fluido orgânico R-245fa e o R-134a.

Figura 78 - Opções de fluidos

O utilizador ao seleccionar o tipo de fluido, as unidades das propriedades termodinâmicas altera. Isso deve-se ao facto, de as propriedades nas respectivas tabelas termodinâmicas estarem em unidades diferentes.

Quando é seleccionado o fluido R-245fa, a pressão aparece em (KPa) e a entropia em (kJ/kg.°C)

Figura 79 - Unidades apresentadas na interface gráfica para o R-245fa.

Quando é seleccionado o fluido H2O ou o R-134a , a pressão aparece em (bar) e a entropia em (kJ/kg.K)

Figura 80 - Unidades apresentadas na interface gráfica para a H2O e R-134a.

```
function popupmenu1_Callback(hObject, eventdata, handles)
itenSel = get(handles.popupmenu1, 'Value')

if (itenSel == 1)

    set(handles.text22, 'String', 'P (KPa) ');
    set(handles.text25, 'String', 's (kJ/kg.°C) ');
    set(handles.text124, 'String', 'KPa');
    set(handles.text125, 'String', 'KPa');

end

if (itenSel == 2)

    set(handles.text22, 'String', 'P (bar) ');
    set(handles.text25, 'String', 's (kJ/kg.K) ');
    set(handles.text124, 'String', 'bar');
    set(handles.text125, 'String', 'bar');

end

if (itenSel == 3)

    set(handles.text22, 'String', 'P (bar) ');
    set(handles.text25, 'String', 's (kJ/kg.K) ');
    set(handles.text124, 'String', 'bar');
    set(handles.text125, 'String', 'bar');

end

end
```

Função do popupmenu

Leitura da opção seleccionada

Instruções de execução para a opção seleccionada

Figura 81 - Excerto do código para a selecção do tipo de fluido.

Após os preenchimentos dos campos dos inputs, o programa guarda os respectivos valores no “Tag” que foi atribuído ao respectivo campo.

Figura 82- Exemplificação de um Tag

```
function temp_caldeira_Callback(hObject, eventdata, handles)
    temp_caldeira = str2double(get(hObject, 'String'));
    handles.metricdata.temp_caldeira = temp_caldeira;
    guidata(hObject, handles)
end
```

O valor inserido no respectivo campo é guardado na variável

Figura 83 - Excerto do código para armazenar variáveis de entrada

4.3 Colector Solar

O primeiro ciclo no M-file do programa, quando o botão “Calculate” é pressionado, é o do colector solar.

É feita a leitura dos valores das temperaturas e da pressão de operação. Caso não estejam dentro limites pretendidos, o utilizador é abordado com uma mensagem de erro.

A temperatura à entrada do colector deve ser menor do que a temperatura à saída e a pressão de operação deve variar entre 0.04 e 220.9 bar, para que os valores possam ser lidos na respectiva tabela.

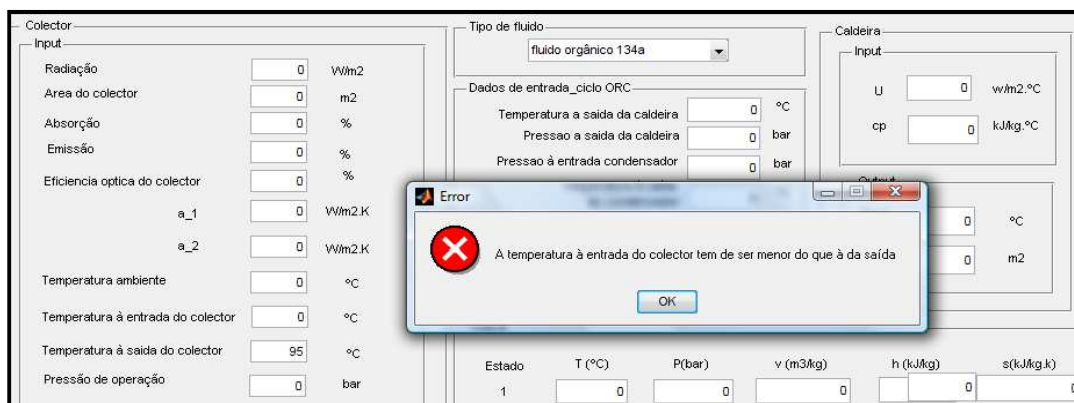


Figura 84 - Exemplo de uma mensagem de erro.

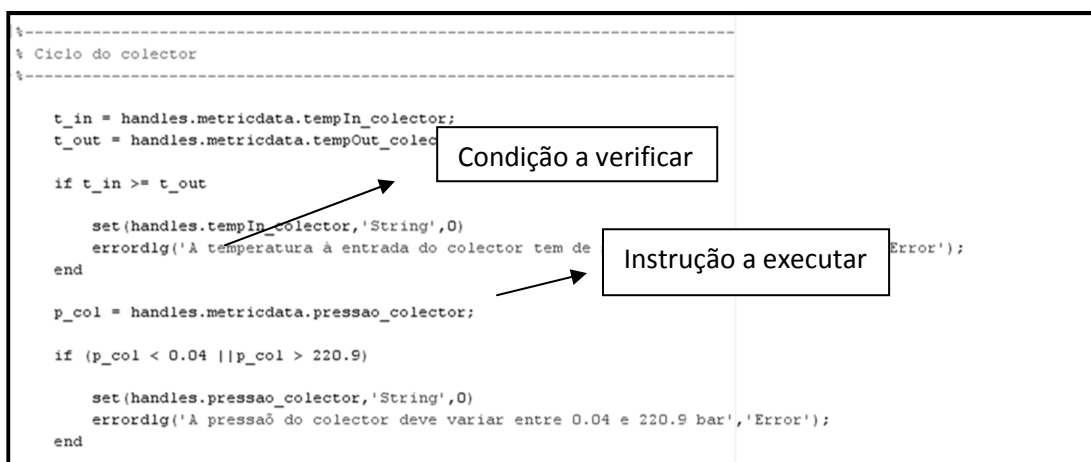


Figura 85 - Excerto do ciclo para verificar condição e executar instrução da função do coletor.

O cálculo da eficiência do coletor é feito com base na fórmula 20, citada no capítulo anterior. Se o valor da eficiência for negativo, significa que o coletor não funciona. O utilizador é alertado com uma mensagem de erro.

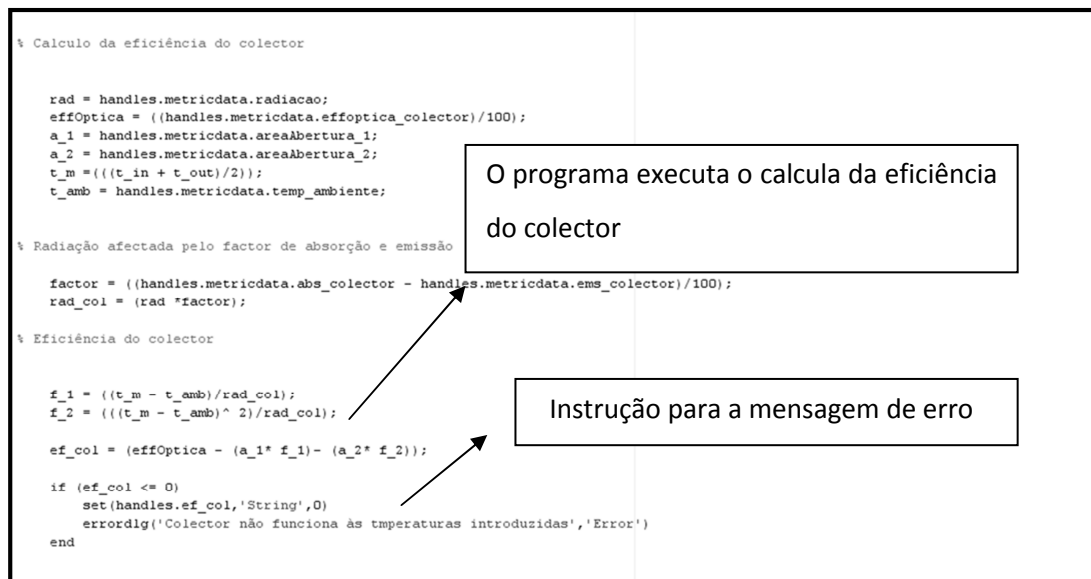


Figura 86 - Excerto do ciclo para a eficiência do colector

Posteriormente, o programa verifica se a água, fluido que opera no colector, está no estado líquido. Para tal, recorre à leitura da temperatura de saturação para pressão de operação. Se a água não estiver no estado líquido, surge uma mensagem de erro.

A temperatura de saturação é calculada na subfunção calcularTemp_sat. Com base no resultado, o programa compara a temperatura à saída do colector com a mesma .

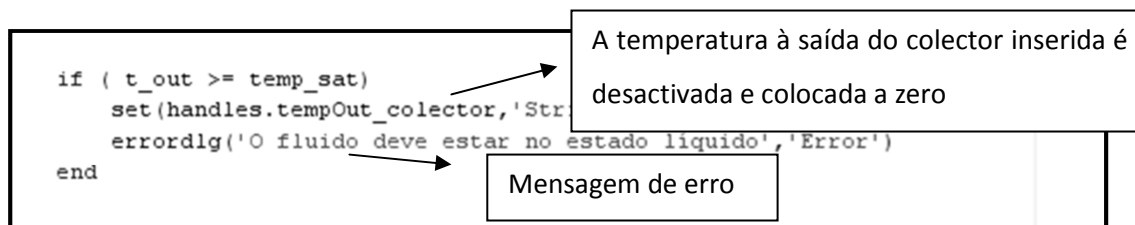


Figura 87 - Excerto do ciclo da condição para a temperatura à saída do colector

O cálculo da massa que circula no colector é feito tendo em conta a propriedade entalpia relacionada à sua temperaturas de entrada e saída.

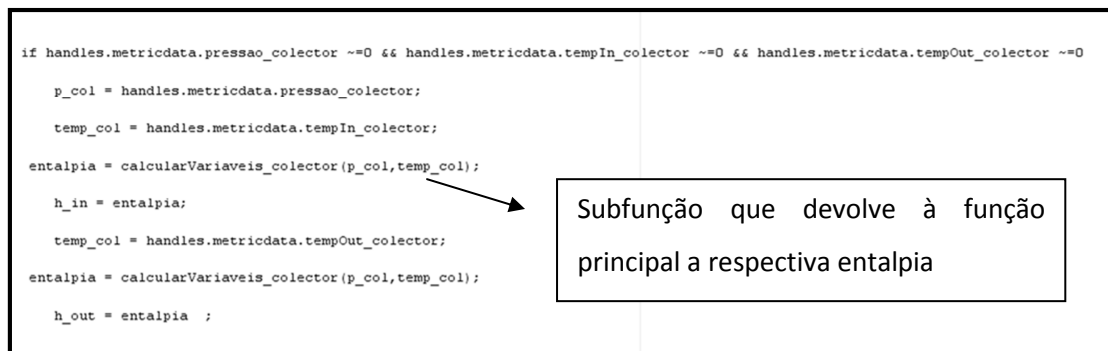


Figura 88 - Excerto do ciclo do procedimento para obter as entalpias do colector.

A função principal recorre a uma subfunção para obter deste modo as entalpias inerentes às temperaturas do colector. (Fig.88)

O programa utiliza as equações mencionadas no capítulo anterior para o cálculo dos parâmetros tidos como outputs do colector.

4.4 Ciclo ORC

Para poder realizar os cálculos dos parâmetros pretendidos como outputs, é necessário realizar uma leitura, consoante os valores dos parâmetros inseridos, nas tabelas termodinâmicas do respectivo fluido seleccionado. Para tal, cada fluido possui subfunções com os ciclos adequados à respectiva leitura para as diferentes tabelas existentes para o mesmo fluido.

Tipo de fluido: fluido orgânico 134a

Dados de entrada_ciclo ORC

Temperatura a saída da caldeira	<input type="text" value="0"/>	°C
Pressao a saída da caldeira	<input type="text" value="0"/>	bar
Pressao à entrada condensador	<input type="text" value="0"/>	bar
Temperatura à saída do condensador	<input type="text" value="0"/>	°C
Potencia pretendida	<input type="text" value="0"/>	kW
Eficiência da turbina	<input type="text" value="0"/>	%
Eficiência da bomba	<input type="text" value="0"/>	%

Output

Figura 89 - Excerto do painel dos inputs do ciclo ORC

A função principal está dividida nos vários estados do ciclo ORC. Cada estado possui uma subfunção para os diferentes tipos de fluidos. A subfunção é utilizada somente mediante o tipo de fluido seleccionado. (Fig.89)

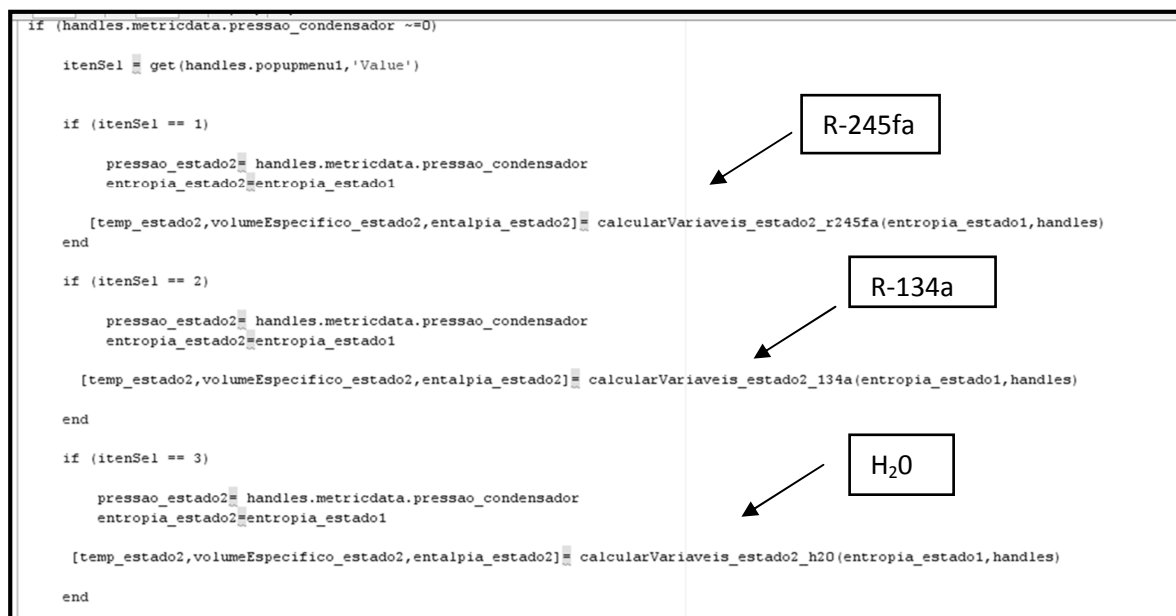


Figura 90 - Excerto do código para as subfunções dos diferentes tipos de fluidos

No estado 1, é calculada numa subfunção, a pressão de saturação para o respectivo fluido introduzido. O programa verifica se o fluido está no estado gasoso, com base na pressão de saturação, e a pressão dentro dos limites das pressões das tabelas. Caso algum destes casos não se verifique, o usuário é alertado com uma mensagem de erro.

Os valores para o volume específico, entalpia e entropia são devolvidos por uma subfunção adequado ao tipo de fluido seleccionado. Essa subfunção possui o código para leitura da tabela adequado ao estado a que se encontra o fluido. A leitura é feita com base na pressão à saída da caldeira e da temperatura.

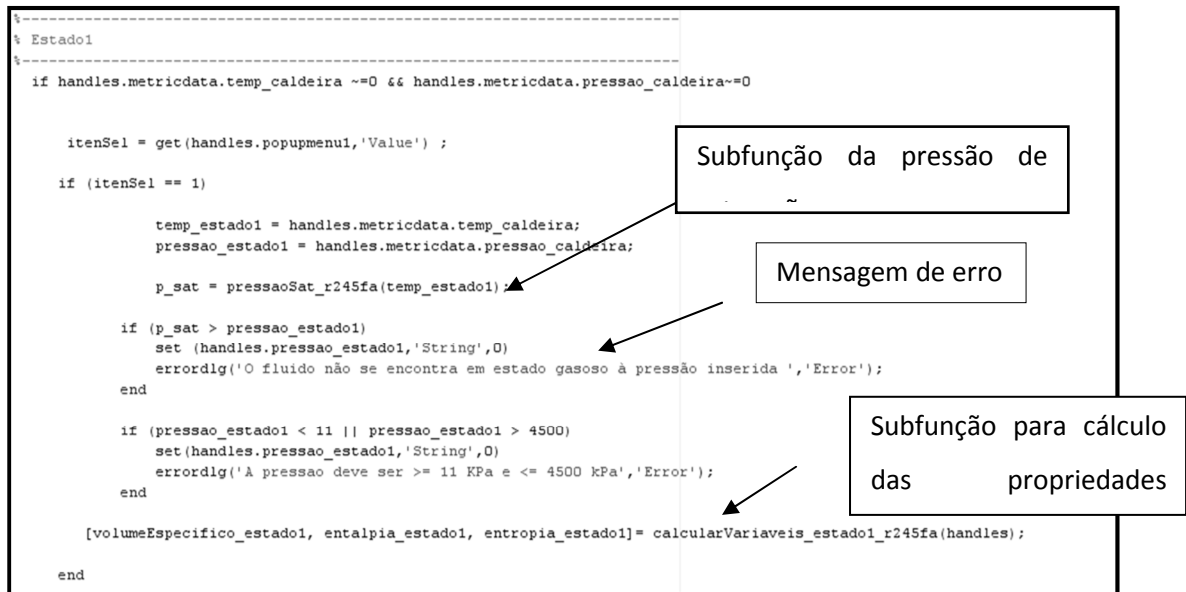


Figura 91 - Excerto de um ciclo para o estado 1 do ciclo ORC

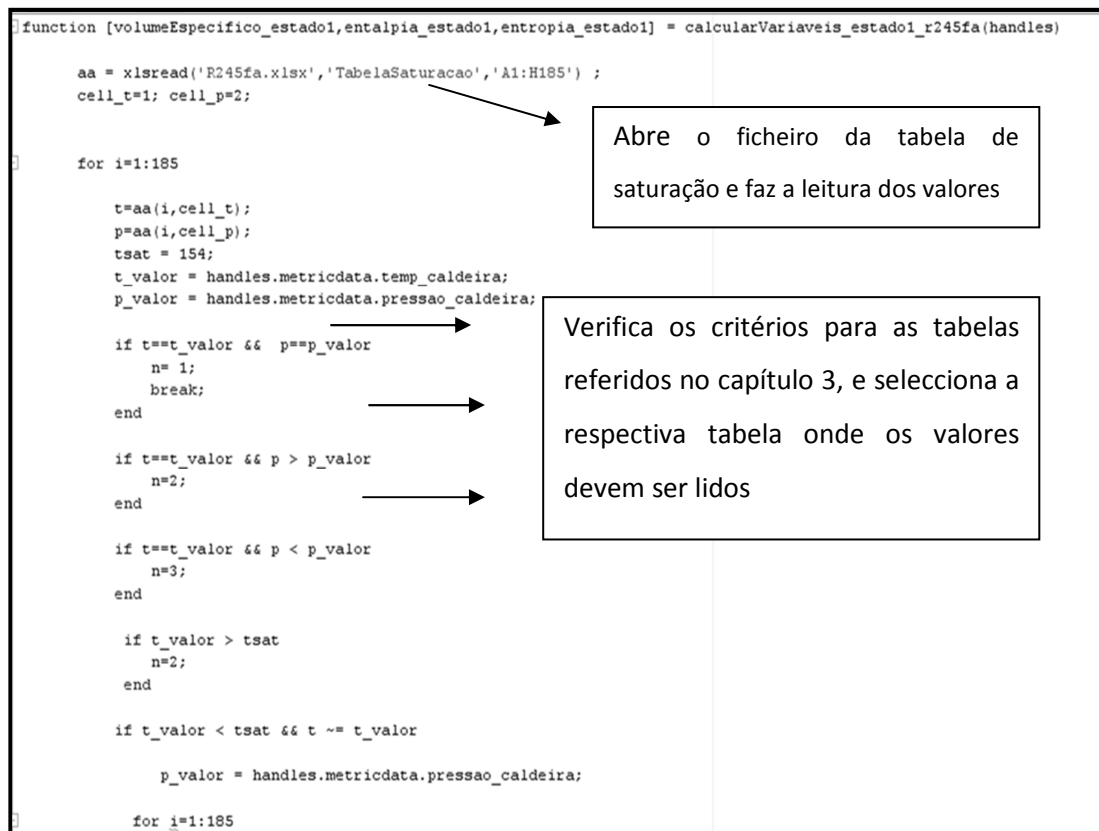


Figura 92 - Excerto de um ciclo para leitura de uma tabela do estado 1

No estado 2, a metodologia é semelhante à da apresentada para o estado 2. As variáveis utilizadas para leitura das tabelas são a pressão à entrada do condensador e a entropia do estado 1. A subfunção devolve a temperatura, o volume específico e a entalpia.

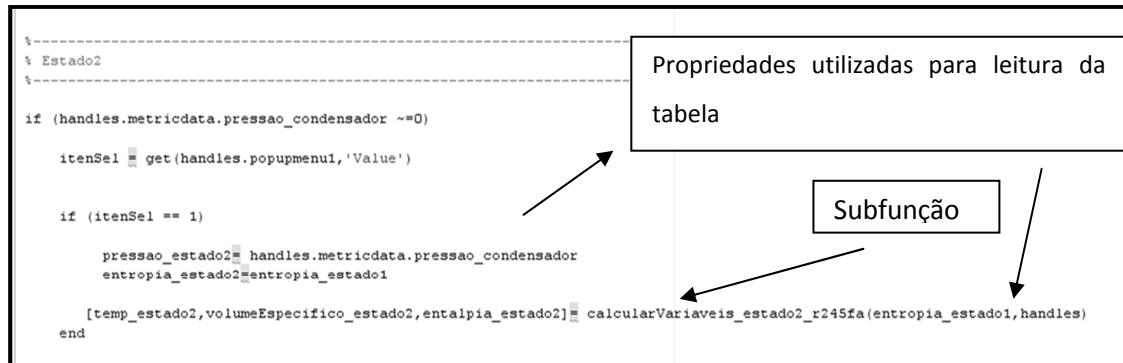


Figura 93 - Excerto do ciclo para obter as propriedades termodinâmicas do estado 2

No estado 3, o programa verifica se a temperatura à saída do condensador, inserida pelo utilizador é inferior à temperatura obtida para o estado 2. O usuário será notificado com uma mensagem de erro no caso de a condição não for verificada.

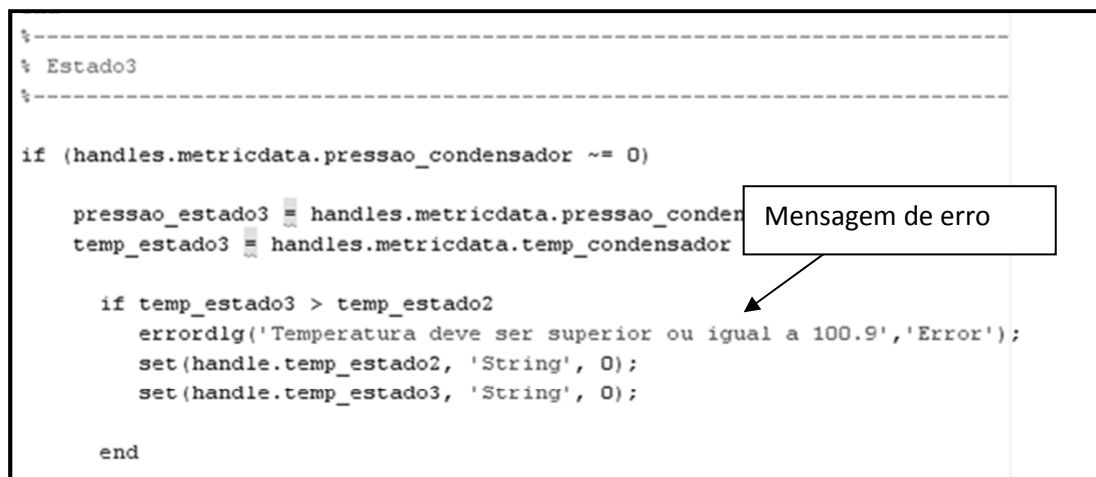


Figura 94 - Excerto do ciclo de uma mensagem de erro para o estado 3

O volume específico, a entalpia e a entropia são devolvidos à função principal pela respectiva subfunção. As propriedades anteriores são lidas com base na temperatura à saída e na pressão à entrada do condensador.

```

if (itenSel == 1)

    pressao_estado3 = handles.metricdata.pressao_condensador
    temp_estado3 = handles.metricdata.temp_condensador

    [volumeEspecifico_estado3,entalpia_estado3,entropia_estado3] = calcularVariaveis_estado3_r245fa(handles)
end

```

Subfunção

Figura 95 - Excerto do ciclo para obter as propriedades termodinâmicas do estado 3

No estado 4, a pressão à saída da caldeira e a entropia no estado 3 são as propriedades utilizadas para leitura das tabelas. A respectiva subfunção do estado 4, devolve o volume específico, a temperatura e a entalpia para o mesmo estado.

```

%-----
% Estado4
%-----
if handles.metricdata.pressao_caldeira ~=0

    itenSel = get(handles.popupmenu1,'Value')

    if (itenSel == 1)

        pressao_estado4 = handles.metricdata.pressao_caldeira
        entropia_estado4 = entropia_estado3

        [temp_estado4,volumeEspecifico_estado4,entalpia_estado4] = calcularVariaveis_estado4_r245fa(entropia_estado3,handles)
    end
end

```

Propriedades utilizadas na leitura da respectiva tabelada

Subfunção

Figura 96 - Excerto do ciclo para obter as propriedades termodinâmicas para o estado 4

Com as propriedades necessárias, são calculados os outputs para o ciclo ORC, caldeira e condensador presentes na interface gráfica, com base nas fórmulas mencionadas no capítulo anterior.

Depois de efectuados os cálculos o programa procede à impressão no ecrã dos mesmos.

```

% Imprimir dados condensador
%-----
set(handles.pinch_cond,'String',pinch_cond)
set(handles.area_cond,'String',area_cond)
set(handles.m_arref,'String',m_arref)
%-----
% Componentes e Parâmetros
%-----
set(handles.trabalho_turbina,'String',trabalho_turbina)
set(handles.calor_condensador,'String',calor_condensador)
set(handles.trabalho_bomba,'String',trabalho_bomba)
set(handles.w_liq,'String',w_liq)
set(handles.m_orc,'String',m_orc)
set(handles.p_turbina,'String',p_turbina)
set(handles.p_cond,'String',p_cond)
set(handles.eff_orc,'String',eff_orc)
set(handles.bwr,'String',bwr)
set(handles.area_colector,'String',area_colector)
set(handles.num_col,'String',num_col)

```

Figura 97 - Excerto das instruções para imprimir os resultados na interface gráfica.

4.4 Leitura das tabelas

Como existe diferentes tabelas para o mesmo fluido consoante o estado do líquido, torna-se necessários recorrer a vários ciclos de forma a realizar a leitura das tabelas.

Com as propriedades conhecidas, no mínimo duas, uma primeira leitura é feita na tabela de saturação do respectivo fluido seleccionado.

```
function [temp_estado4,volumeEspecifico_estado4,entalpia_estado4]= calcularVariaveis_estado4_h2O(entropia_estado3,handles)

if handles.metricdata.pressao_caldeira ~=0

    aa = xlsread('Tabelas.xlsx','TabelaSat_P_water','A1:L50');
    cell_p = 2 ; cell_sf=7 ; cell_sg=8;

    for i=1:50

        p=aa(i,cell_p);
        s_f_valor = aa(i,cell_sf);
        s_g_valor = aa(i,cell_sg);

        p_valor = handles.metricdata.pressao_caldeira;
        s_valor = entropia_estado3 ;

        if ((p_valor == p) && ( s_f_valor <= s_valor <= s_g_valor))
            n=1;
        end

        if ((p_valor == p) && (s_valor < s_f_valor))
            n=2;
        end

        if ((p_valor == p) && (s_valor > s_g_valor))
            n=3;
        end

        if ((p ~= p_valor) && (p_valor < 220.9))
            end
        end
    end
end
```

→ Código para verificar as condições

Figura 98 - Excerto do ciclo para verificar as condições de leitura da tabela de saturação - fluido H2O

Consoante as condições verificadas, a tabela onde a respectiva leitura deve ser feita é seleccionada. Na tabela seleccionada, o programa verifica se as respectivas propriedades conhecidas constam na tabela. Se constarem na tabela, as restantes propriedades são lidas directamente da tabela. Caso contrário o programa recorre á interpolação dos dados para calcular as propriedades em falta. O método utilizado para interpolar encontra-se explicado no capítulo anterior.

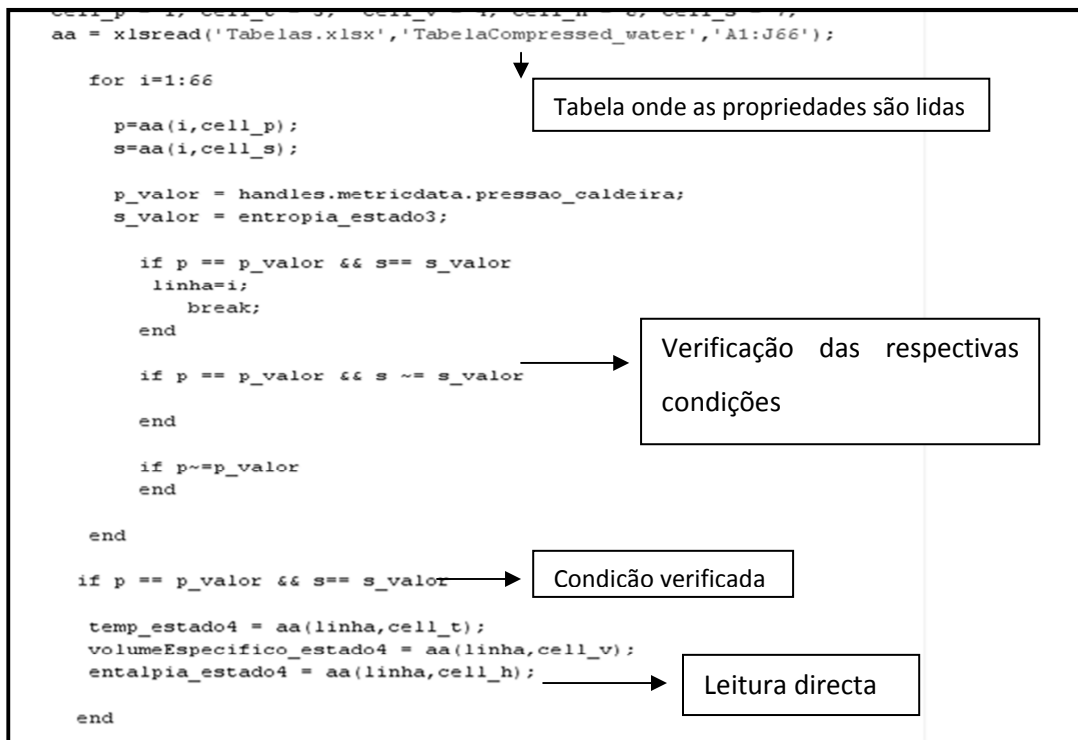


Figura 99 - Excerto de um ciclo para verificar as condições de leitura da tabela de compressão - fluido H2O

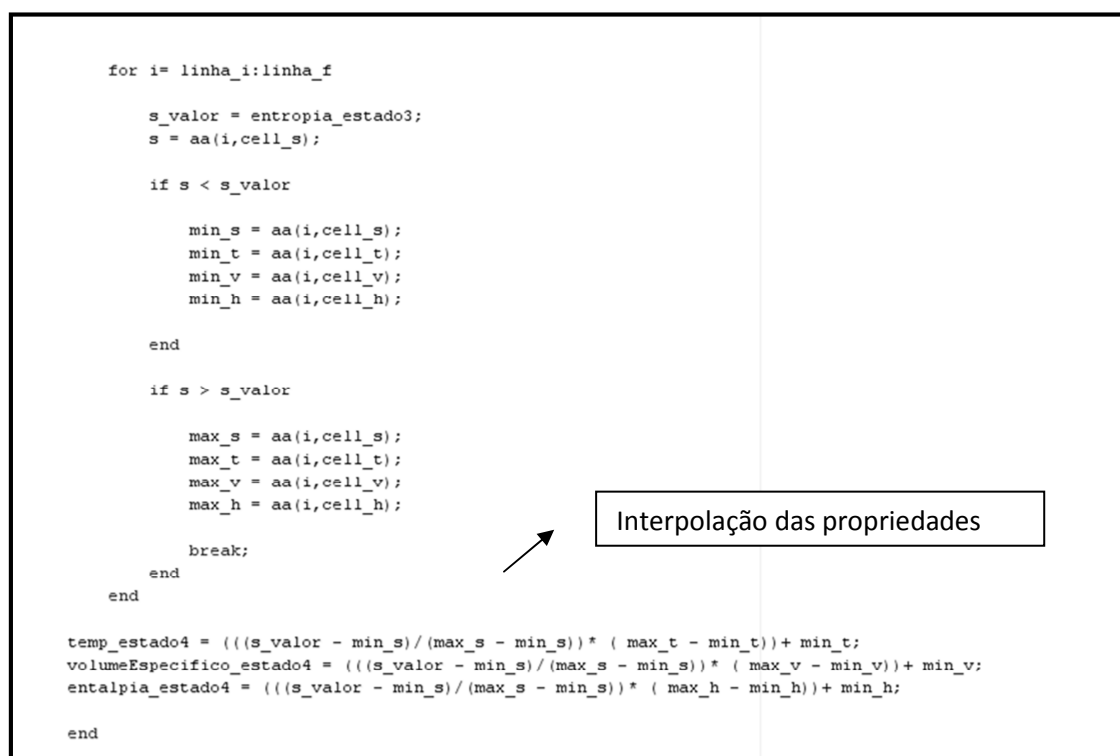


Figura 100 - Excerto de um ciclo com as instruções para efectuar interpolação

Durante a leitura das propriedades na respectiva tabela, o programa verifica sempre se o fluido está no devido estado. Sempre que o programa detectar que o fluido não possui as características necessárias para o respectivo estado, o utilizador é alertado com uma mensagem de erro.

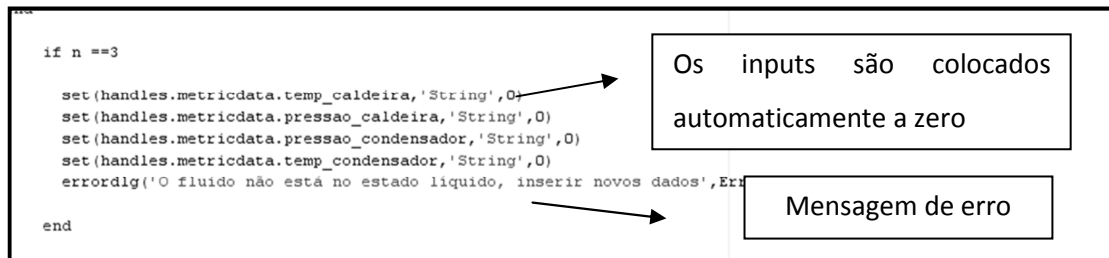


Figura 101- Excerto do ciclo de uma mensagem de erro durante a leitura das tabelas

As variáveis de entrada são colocadas a zero, e o utilizador terá de introduzir novos dados.
(Fig.101)

4.5 Botão “Reset”

Ao terminar a análise desejada e pretenda realizar um novo estudo com outros parâmetros de entrada para avaliar o comportamento do sistema face aos respectivos input, o usuário poderá clicar no botão “reset”.

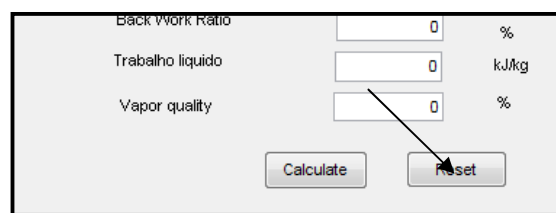


Figura 102 - Botão Reset

O programa automaticamente coloca os valores dos parâmetros presentes na interface a zero. Desta forma, os campos dos inputs ficam disponíveis para a introdução de novos dados.

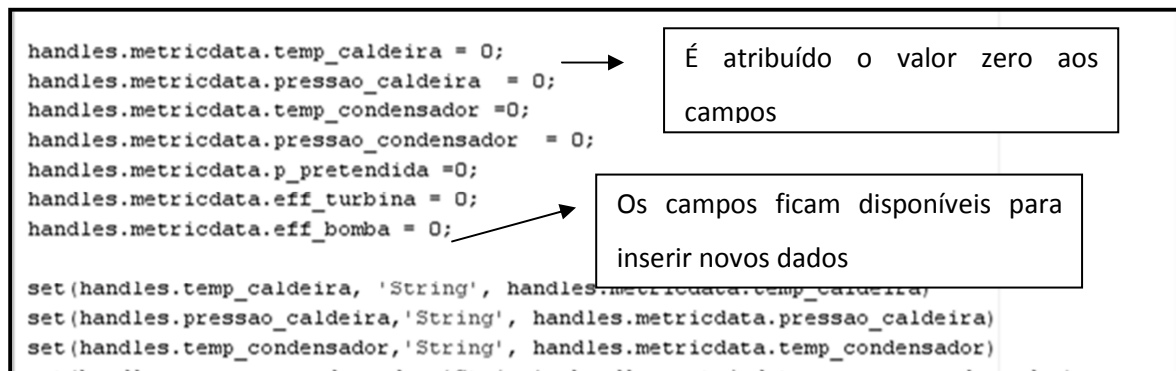


Figura 103 - Excerto da instrução inerente ao botão "Reset"

4.6 Ficheiro M-file

4.6.1 Designação atribuído aos parâmetros no M-file do programa

Tabela 6 - Designação dos parâmetros do painel "Colector" - M-file

Painel Colector	
Input	
GUI	M-file
Radiação (W/m2)	radiacao
Área do colector	area_col
Absorção	abs_colector
Emissão	ems_colector
Eficiência do colector	effoptica_colector
a_1	areaAbertura_1
a_2	areaAbertura_2
Temperatura ambiente	temp_ambiente
Temperatura à entrada do colector	tempIn_colector
Temperatura à saída do colector	tempOut_colector
Pressão de operação	pressao_colector
Output	
Eficiência do colector	ef_colector
Q _{in}	Qout
Massa_col	m_col
h(in)	h_in
h(out)	h_out
Radiação (kW/m2)	rad_col

Tabela 7- Designação dos parâmetros do painel "Dados de entrada_ciclo ORC" - M-file

Painel Dados de entrada_ciclo ORC	
GUI	M-file
Temperatura à saída da caldeira	temp_caldeira
Pressão à saída da caldeira	pressao_caldeira
Pressão à entrada do condensador	pressao_condensador
Temperatura à saída do condensador	temp_condensador
Potência pretendida	p_pretendida
Eficiência da turbina	eff_turbina
Eficiência da bomba	Eff_bomba

Tabela 8 - Designação dos parâmetros do painel "Colector" - M-file

Painel Caldeira	
Input	
GUI	M-file
U	heat_caldeira
cp	cp_caldeira
Output	
Pinch	pinch_caldeira
Area	area_caldeira

Tabela 9 - Designação dos parâmetros do painel "Caldeira" - M-file

Painel Caldeira	
Input	
GUI	M-file
T_in	tin_cond
T_out	tout_cond
U	heat_cond
cp	cp_cond
Output	
Pinch	pinch_cond
Area	area_cond
m_arref	m_arref

Tabela 10 - Designação dos parâmetros do painel "Output" - M-file

Painel Output					
Estado	M-file				
	Temperatura	Pressão	Volume Específico	Entalpia	Entropia
1	temp_estado1	pressao_estado1	volumeEspecifico_estado1	entalpia_estado1	entropia_estado1
2	temp_estado2	pressao_estado2	volumeEspecifico_estado2	entalpia_estado2	entropia_estado2
3	temp_estado3	pressao_estado3	volumeEspecifico_estado3	entalpia_estado3	entropia_estado3
4	temp_estado4	pressao_estado4	volumeEspecifico_estado4	entalpia_estado4	entropia_estado4

Tabela 11 - Designação dos parâmetros do painel "Output" - M-file (continuação).

Painel Output	
GUI	M-file
Turbina	trabalho_turbina
Condensador	calor_condensador
Bomba	trabalho_bomba
m_orc	m_orc
Potência da turbina	p_turbina
Potência da condensador	p_cond
Area de colectores	area_colector
Nº Colectores	num_col
Eficiência Térmica	eff_orc
Back Work Ratio	bwr
Trabalho líquido	w_liq
Vapor quality	vapor_quality

4.6.2 Estrutura do M-file

O M-file está dividido em várias partes de forma a otimizar e facilitar a execução do programa. Está estruturada da seguinte forma:

1. Leitura dos inputs inseridos pelo utilizador:

1.1 Dados de entrada do ciclo ORC

1.2 Inputs do colector

1.3 Inputs da caldeira

1.4 Inputs do condensador

2. Popumenu para selecção do tipo de fluido a operar no ciclo ORC

A função `popumenu1_Callback` lê e armazena na variável “`itenSel`” o fluido seleccionado e consoante este é executado respectivas instruções. Neste caso, as unidades da interface gráfica são adequadas ao tipo de fluido.

3. Botão Calculate

O utilizador ao clicar no botão “`calculate`”, os ciclos e as instruções contidas na função “`function calculate_Callback`” são executados. A função encontra-se organizada na seguinte configuração:

3.1 Ciclo do colector

- Verificação da condição $t_{in} \geq t_{out}$, ou seja se a temperatura à entrada do colector é superior à temperatura à saída do colector. Caso isso suceda a instrução de mensagem de erro é activa;
- Verificação da condição referente aos limites da pressão da tabela de saturação da água, ou seja se a pressão de operação não estiver dentro dos respectivos limites, a instrução de mensagem de erro é activada;
- Cálculo da radiação líquida, ou seja afectada pela capacidade de absorção e emissão do colector;
- Cálculo da eficiência do colector (equação 21);
- Verificação da condição ($ef_{col} \leq 0$). Se for verificada, o utilizador é abordado com uma mensagem de erro e terá de inserir novos dados;
- Cálculo da potência do colector (equação 11)
- Calcula da temperatura de saturação à pressão de operação e verifica se a água está no estado líquida através da condição ($t_{out} \geq temp_{sat}$);
- Calcula a propriedade termodinâmica entalpia para cada temperatura;
- Cálculo do fluxo de massa de água que circula no colector;(equação 6)
- Converte a eficiência do colector em percentagem;

3.2 Ciclo ORC

- Cálculo das respectivas propriedades termodinâmicas para o estado 1, estado 2, estado 3 e estado 4;
- As propriedades dos respectivos estado são imprimidas na interface gráfica;
- Cálculo dos outputs inerentes ao ciclo ORC:
 - h_{2_real} ; (equação 4)
 - h_{4_real} ; (equação 5)
 - $trabalho_turbina$; (equação 17)
 - $calor_condensador$; (equação 12)
 - $trabalho_bomba$; (equação 18)
 - w_{liq} ; (equação 19)
 - m_{orc} ; (equação 7)
 - $p_{turbina}$; (equação 20)
 - p_{cond} ; (equação 13)
 - bwr ; (equação 3)
 - $area_colector$; (2)
 - num_col ; (equação 9)
- Cálculo das variáveis de saída da caldeira;
 - $pinch_caldeira$; (equação 16)
 - $area_caldeira$; (equação 1)
- Cálculo das variáveis de saída do condensador
 - $pinch_cond$; (equação 16)
 - m_{arref} ; (equação 8)
 - $area_cond$; (equação 1)

Alguns parâmetros foram convertidas a percentagem ou em kW, para tal, no primeiro caso as variáveis foram multiplicadas ou divididas por 100 e no segundo divididas por 1000.

- Os outputs referentes ao colector, caldeira, condensador e os do painel Output são impressos na interface gráfica;

3.3 Subfunções do ciclo ORC para leitura das tabelas de propriedades termodinâmicas

- Fluido R-245fa;
 - Estado 1 - “calcularVariaveis_estado1_r245fa”
 - Estado 2 - “calcularVariaveis_estado2_r245fa”
 - Estado 3 - “calcularVariaveis_estado3_r245fa”
 - Estado 4 - “calcularVariaveis_estado4_r245fa”
- Fluido R-134a;
 - Estado 1 - “calcularVariaveis_estado1_134a”
 - Estado 2 - “calcularVariaveis_estado2_134a”
 - Estado 3 - “calcularVariaveis_estado3_r134a”
 - Estado 4 - “calcularVariaveis_estado4_r134a”
- Fluido H2O;
 - Estado 1 - “calcularVariaveis_estado1_h20”
 - Estado 2 - “calcularVariaveis_estado2_h20”
 - Estado 3 - “calcularVariaveis_estado3_h20”
 - Estado 4 - “calcularVariaveis_estado4_h20”
- Pressão de saturação
 - Fluido R-245fa – “pressaoSat_r245fa”
 - Fluido R-134a – “pressaoSat_r134a”
 - Fluido H2O - “pressaoSat_h20”

3.4 Subfunções do colector para leitura das tabelas de propriedades termodinâmicas

- Temperatura de saturação – “calcularTemp_sat”
- Leitura das entalpias apartir das tabelas
 - “calcularVariaveis_colector”;
 - “function_entalpia”;

3.5 Botão Reset

Todos os inputs e outputs são colocados a zero, a interface fica disponível para o utilizador inserir novos dados

4.7 Aspectos teóricos inerentes à programação

4.7.1 Aspectos gerais

O Matlab estrutura os seus objectos gráficos de uma forma hierárquica, associando a cada um deles uma referência, sob a forma de valor numérico, denominada *handle*. (Morais & Vieira, 2006) Os elementos textuais inseridos na interface gráfica são designados por string e tratados internamente como vectores de caracteres. Nos inputs, foi utilizada a função *num2String* para converter os valores inseridos pelo utilizador em *string*

4.7.2 Função

Uma função é uma caixa preta que esconde os passos necessários para realizar determinada operação. Sobre a função apenas é fundamental conhecer a operação que esta realiza, quais os parâmetros de entrada que a função possui para receber dados a processar e quais os parâmetros de saída que a função utiliza para retornar os resultados do processamento.

São úteis na organização e distribuição de código, desempenham um papel fundamental quanto a reutilização do mesmo, constituindo unidades lógicas de processamento reutilizável. A resolução de um problema complexo passa pela divisão em problemas mais simples ou elementares, a sua resolução e a derivação da solução final por conjugação das soluções intermédias. As funções são perfeitas para a implementação de operações elementares, sendo depois reutilizadas na resolução de muitos outros problemas mais complexos.

As funções possuem uma sequência de instruções, podem receber valores (parâmetros de entrada) e retornar valores (parâmetros de saída), constituindo a principal forma de partilha de dados com o exterior. Uma função é executada num espaço de dados fechados e apenas acessível pela própria função. Todas as variáveis criadas e manipuladas durante a execução da função residem nesse espaço dos dados privado, dizendo-se que são variáveis locais, sendo eliminadas quando termina a

execução da função, excepto se forem criadas de forma espacial, constituindo assim variáveis persistentes ou globais.

A forma geral de uma função é:

function [parâmetro(s)_saída] = nome_da_função (parâmetro(s)_entrada)

A palavra *function* é uma palavra reservada na linguagem de programação Matlab para criação de funções

4.7.3 Sub-função

O Matlab permite que seja definida mais do que uma função dentro do mesmo ficheiro M. A primeira função definida no ficheiro é considerada a função principal, visível no exterior . As sub-funções apenas podem ser invocadas pela função principal ou por outras subfunções que estejam dentro do mesmo ficheiro. Tal como a função principal, cada sub-função é executada no seu próprio espaço de dados.

As sub – funções são utilizadas para melhor estruturar sequencias de processamento e algoritmos. Normalmente realizam tarefas que apenas têm significado no contexto em que são definidas. O uso de sub-funções evita proliferação de ficheiro M. A declaração de uma sub-função é semelhante à declaração da função principal e na sua construção aplicam-se as mesmas regras básicas da construção de funções.

4.7.4 Função Callback

Os campos para inserir os dados são designados por “*Edit Text*”. Cada campo possui no M-file uma função *Callback* que lê e armazena no respectivo nome atribuído, o valor inserido pelo utilizador. Os botões presentes no GUI também possuem uma função *Callback* onde estão as instruções que o programa tem de executar quando a função é activada, nesse caso quando o usuário pressiona o respectivo botão.

4.7.5 Função xlsread

A função `xlsread` é uma função que permite ler ficheiros do Excel com extensão `xls`

A sintaxe utilizada no M-file do Matlab é a seguinte:

```
num = xlsread('nome do ficheiro', 'nome da folha', 'range')
```

4.8.6 Inspeção e alteração das propriedades

O Matlab permite a inspeção e a alteração das propriedades dos diferentes objectos gráficos através das funções `get` e `set`, respectivamente.

A função `get` pode inspeccionar as propriedades de um objecto, identificado por uma determinada referência (`handle`), na forma `valor = get (handle,'Propriedade')`, essa sintaxe retorna o valor da propriedade cujo nome é passado como argumento de entrada.

A função `set` é utilizada para imprimir na interface gráfica o valor de uma propriedade ou alterar , sintaxe `set (handle, 'Propriedade',valor)`, em que `handle` referencia o objecto que se pretende imprimir ou alterar, a `string` 'Propriedade' corresponde ao nome da propriedade a alterar e o valor atribuído à variável.

4.7.6 Controlo de Fluxo

O Matlab apresenta vários recursos, que permitem o controlo de execução de comandos, com base em ciclos e em estruturas de execução condicional, permitindo a execução de determinados blocos de instruções, apenas no caso de certas condições se verificarem.

4.8.6.1 Ciclo for

Permite a execução iterativa de um conjunto de instruções, uns números de vezes fixo e predeterminado. A sintaxe usada é apresentada em baixo, sendo o índice a variável de ciclo e `expr` a expressão condicional que controla o número de ciclos a efectuar

```
for índice = expr  
    <comandos>  
end
```

A expressão `expr` normalmente apresenta a forma `inicio:incremento:fim`. O incremento pode no entanto ser omitido, assumindo o valor unitário predefinido, e a expressão toma a forma `inicio:fim`

4.8.6.2 Ciclo if

A forma geral mais simples de uso da estrutura de execução condicional `if` apresenta a seguinte sintaxe:

```
If expr  
    <comandos>  
end
```

Se a expressão lógica `expr` for verdadeira são executados os comandos entre `if` e `end`. No caso de `expr` apresentar o valor lógico falso, o bloco de comandos inseridos na estrutura não é executado, saltando a execução para o comando que se segue à instrução `end`. A expressão `expr` é tipicamente uma expressão lógica, relacional ou combinação de ambas, que relaciona operandos que podem ser constantes, variáveis ou o resultado de funções ou expressões algébricas.

4.8 Exemplo

4.8.1 Inputs do colector

Tabela 12 - Dados de entrada para o colector - Exemplo

Radiação	229.52	W/m2
Área do colector	1.77	m2
Capacidade de absorção	95	%
Capacidade de Emissão	5	%
Eficiência óptica do colector	73.4	%
a_1	1.529	W/m2.k
a_2	0.0166	W/m2.k
Temperatura ambiente	15	°C
Temperatura à entrada do colector	40	°C
Temperatura à saída do colector	95	°C
Pressão de operação	6	bar

Para P=6 bar, a respectiva temperatura de saturação é de 158,9°C. O valor foi consultado na tabela de saturação da água. Como as ambas as temperaturas do colector são inferiores à temperatura de saturação, pode-se concluir que a água encontra-se no estado líquido. Como a pressão de operação do colector é menor a 25 bar, limite mínimo da tabela de líquido comprimido da água, as respectivas entalpias são consultadas na tabela de saturação da água.

Segue-se o cálculo dos restantes outputs do colector, aplicando as fórmulas mencionadas no capítulo 3.

- Radiação líquida = $229.52 \times ((95-5)/100) = 206.57 \text{ W/m}^2$;

- Radiação líquida = 0.20657 kW/m^2 ;

- Eficiência do colector

$$\eta = 0.734 - 1.529 \frac{67.5 - 15}{229.52} - 0.0166 \frac{(67.5 - 15)^2}{229.52} \approx 0.1239 \approx 12.4\%$$

- $Q_{in} = 0.20657 \times 0.1239 \times 1 \text{ m}^2 = 0.02560 \text{ kW}$

- $h_{in} = 167.57 \text{ kJ/kg}$

- $h_{out} = 397.96 \text{ kJ/kg}$

- $m_{col} = \frac{0.02560}{(397.96 - 167.57)} \approx 1,11 \times 10^{-4} \frac{\text{kg}}{\text{s}}$

4.8.2 Ciclo ORC

Tabela 13 - Dados de entrada para o ciclo ORC - Exemplo

Fluido de trabalho	R-245fa	
Temperatura à saída da caldeira	80	°C
Pressão à saída da caldeira	700	KPa
Pressão à entrada do condensador	300	KPa
Temperatura à saída do condensador	30	°C
Potencia pretendida	10	kW
Eficiência da turbina	75 (Schuster A., <i>et al.</i> , 2009),	%
Eficiência da bomba	75 (Schuster A., <i>et al.</i> , 2009)	%
U	250 (Çengel, A., 2006)	W/m ² .°C
Condensador		
Temperatura fria à entrada	20	°C
Temperatura fria à saída	36	°C
cp(H2O)	4.1788	kJ/kg.°C

Pela tabela de saturação do fluido R-245fa, este para os parâmetros de saída da caldeira impostos, está no estado gasoso, porque a temperatura de saturação para a pressão de 700 KPa varia entre 75 e 76.

No estado 2, o R-245fa possui a mesma entropia do estado 1. Por consulta da tabela de saturação do respectivo fluido, a entropia do estado 2 é superior à entropia correspondente à pressão de 300 KPa, logo o fluido está no estado gasoso. As respectivas propriedades termodinâmicas são retiradas da tabela de sobreaquecimento do R-245fa. Uma vez que a tabela não possui os valores para a pressão pretendida, recorre-se à interpolação.

No estado 3, a temperatura de saturação para a pressão de 300 KPa varia entre 45 e 46. A temperatura à saída do condensador é inferior, o fluido encontra-se no estado líquido comprimido. A respectiva tabela possui valores inexistentes para a pressão pretendida e não é possível realizar a interpolação. Nesse caso, as propriedades para o estado 3 são retiradas da tabela de saturação.

No estado 4, a entropia do fluido é a mesma do estado 3. Para a pressão de 700 KPa, a entropia varia entre 0.597 e 0.5339, sendo estas superiores à entropia do estado 4. Deste modo,

o fluido está no estado líquido comprimido. Na tabela de líquido comprimido do R-245fa e, por interpolação é possível calcular as propriedades termodinâmicas para o respectivo estado.

As entalpias reais são calculadas com base nas respectivas equações apresentadas no capítulo anterior.

- $h_{2_real} = 316 - 0.75 \times (316 - 300.057) \approx 304.0428 \frac{kJ}{kg}$
- $h_{4_real} = 89.89 + ((90.271 - 89.89) / 0.75) \approx 90.4035 \frac{kJ}{kg}$

A Tabela seguinte mostra os valores obtidos das propriedades termodinâmicas para cada estado.

Tabela 14 - Valores obtidos para alguns parâmetros termodinâmicos de forma manual

	T (° C)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg. ° C)	h_real (kJ/kg)
Estado 1	80	316	0.9964	0
Estado 2	56.4430	300.057	0.9964	304.0428
Estado 3	30	89.89	0.3360	0
Estado 4	30.1810	90.271	0.3360	90.4035

As equações referidas no capítulo anterior foram aplicadas no cálculo dos seguintes parâmetros:

- $W_t = (316 - 304.0428) \approx 11.9572 \frac{kJ}{kg}$
- $Q_{out} = (304.0428 - 89.89) \approx 214.2 \frac{kJ}{kg}$
- $W_p = (90.4035 - 89.89) \approx 0.5135 \frac{kJ}{kg}$
- $m_{orc} = \left(\frac{0.02560}{316 - 90.4035} \right) \approx 1.13 \times 10^{-4} \frac{kg}{s}$
- $\dot{W}_t = (1.13 \times 10^{-4}) \times (11.9572) \approx 1,36 \times 10^{-3} kW$
- $\dot{Q}_{out} = (1.13 \times 10^{-4}) \times (304.0428 - 89.89) \approx 2,43 \times 10^{-2} \frac{kg}{s}$

- $m_{arref} = \left(2,43 \times \frac{10^{-2}}{4.1788 \times (36-20)} \right) \approx 3.6 \times 10^{-4} \frac{kg}{s}$
- $\eta_{orc} = 1 - \left(\frac{304.0428-89.89}{316-90.4035} \right) \approx 0.05073 \approx 5.07 \%$
- $bwr = \left(\frac{0.5135}{11.9572} \right) \approx 0.0429 \approx 4.3 \%$
- $W_{liq} = (11.9572 - 0.5135) \approx 11.4 \frac{kJ}{kg}$
- $A_n = \left(\frac{\frac{10}{1.36 \times 10^{-3}}}{0.124} \right) \approx 59482 m^2$
- $N_{col} = \left(\frac{59482}{1.77} \right) \approx 33606$ colectores

Os resultados obtidos para a simulação do respectivo exemplo pelo programa estão referenciados na figura seguinte.

Colector - Input

- Radiação: 229.52 W/m²
- Area do colector: 1.77 m²
- Absorção: 95 %
- Emissão: 5 %
- Eficiência optica do colector: 73.4 %
- a₁: 1.529 W/m².K
- a₂: 0.0166 W/m².K
- Temperatura ambiente: 15 °C
- Temperatura à entrada do colector: 40 °C
- Temperatura à saída do colector: 95 °C
- Pressão de operação: 6 bar

Output

- Eficiência do colector: 12.4 %
- Q_{in}: 0.0256 kW
- Massa_col: 0.000111 kg/s
- h(in): 168 kJ/kg
- h(out): 398 kJ/kg
- Radiação: 0.207 kW/m²

Tipo de fluido: fluido orgânico r245fa

Dados de entrada_ciclo ORC

- Temperatura a saída da caldeira: 80 °C
- Pressão a saída da caldeira: 700 kPa
- Pressão à entrada condensador: 300 kPa
- Temperatura à saída do condensador: 30 °C
- Potência pretendida: 10 kW
- Eficiência da turbina: 75 %
- Eficiência da bomba: 75 %

Caldeira

- U: 0.250 W/m².°C
- Pinch: 12.2 °C
- Area: 0.00837 m²

Condensador - Input

- T_{in}: 20 °C
- T_{out}: 36 °C
- U: 0.250 W/m².°C
- cp: 4.1788 kJ/kg.°C

Output

- Pinch: 5.83-10.2i °C
- Area: 0.00413+0.0 m²
- m_{arref}: 0.000363 kg/s

Output

Estado	T (°C)	P (kPa)	v (m ³ /kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg.°C)
1	80	700	0.02659	316.0	0.9964
2	56.443	300	0.0628565	300.057	0.9964
3	30	300	0.000754717	89.89	0.336
4	30.181	700	0.00075387	90.2751	0.336

Área de colectores: 59492.9 m²

NºColectores: 33612 unid

Turbina: W1: 11.9573 kJ/kg

Condensador: Q2: 214.153 kJ/kg

Bomba: W2: 0.513424 kJ/kg

m_{orc}: 0.000113453 kg/s

Potência da turbina: 0.00135659 kW

Potência do condensador: 0.0242963 kW

Eficiência Termica: 5.0727 %

Back Work Ratio: 0.0429382 %

Trabalho líquido: 11.4438 kJ/kg

Vapor quality: 0 %

Buttons: Calculate, Reset

Figura 104 - Valores obtidos para o exemplo simulado.

Verifica-se que os resultados obtidos pelos dois meios apresentados são coerentes. Apenas diferem em relação às casas decimais. Pode-se assim considerar que o programa encontra-se funcional.

5. Análise de sensibilidade e Resultados

5.1 Introdução

O presente capítulo apresenta a análise de sensibilidade realizada para os dados fornecidos da radiação solar incidente na ilha Terceira, para o colector solar de tubo de vácuo SunPro de 10 tubos Heat-Pipe comercializado pela empresa RenovaSolar e para o sistema solar ORC realizado no modelo e programa computacional desenvolvido. Os respectivos resultados também são apresentados e discutidos no referido capítulo.

O capítulo 6 subdivide-se em 4 subcapítulos, estruturados da seguinte forma:

5.2 – Radiação solar;

5.3 – Colector solar de tubo de vácuo;

5.4 – Sistema solar ORC;

5.5 – Análise Económica;

A Análise económica é efectuada em relação ao investimento dos colectores e com base nos preços praticados para a micro-cogeração para a venda de electricidade e para o ganho com o gás é calculado com base na tarifa praticada pela Lusitanigás . O objectivo é possuir uma média dos proveitos anuais com o sistema em estudo e determinar o período de tempo de amortização do referido investimento.

5.2 Radiação solar

Os dados fornecidos para a radiação solar na ilha Terceira referentes aos dias 1,2 e 6 de Janeiro e os dias 6 e 11 de Julho, foram tratados de modo a facilitar a sua análise e interpretação. Deste modo, a resolução temporal foi convertida a 1 minuto e os respectivos valores calculados com base na média ponderada. Posteriormente, eliminou-se todos os dados não relevantes ao estudo, ou seja, todos os pontos que se encontravam sob ou próximos do eixo xx.

A tabela 16 mostra os valores máximos, mínimos e as médias para os dias analisados. O valor da radiação dos respectivos dias que foram utilizados na simulação dos vários casos com base no programa computacional desenvolvido é o que a tabela apresenta como Rad_valor. Este foi calculado com base no valor máximo afectado por um coeficiente de 10%, para evitar o

sobredimensionamento do sistema solar ORC. Os valores da radiação presente na tabela 16 referem a radiação solar bruta que incide no colector.

Tabela 15 - Dados relevantes da radiação solar dos dias analisados

Dia/Mês	1 Janeiro	2 Janeiro	6 Janeiro	6 Julho	11 Julho
Máximo (w/m ²)	229.524	713.905	572.857	1327.333	965.619
Mínimo (w/m ²)	5.333	0.190	2.095	4.571	1.810
Média (w/m ²)	123.952	135.714	327.524	288.571	632.286
Coeficiente 10%	22.952	71.390	57.286	132.733	96.562
Rad_valor (w/m ²)	206.571	642.514	515.571	1194.600	869.057

O dia 1 de Janeiro apresenta o valor mínimo de radiação solar às 13:34:00 e o máximo às 09:18:01. Com base no gráfico 1, pode-se considerar que a radiação solar ao longo do dia foi estável, embora apresente alguns picos acentuados decrescentes. Os valores máximos atingidos variam entre as 13:00:00 e as 15:00:00 e a radiação solar, considerada razoável durante o dia, inicia-se às 09:18:00 e termina às 18:08:00.

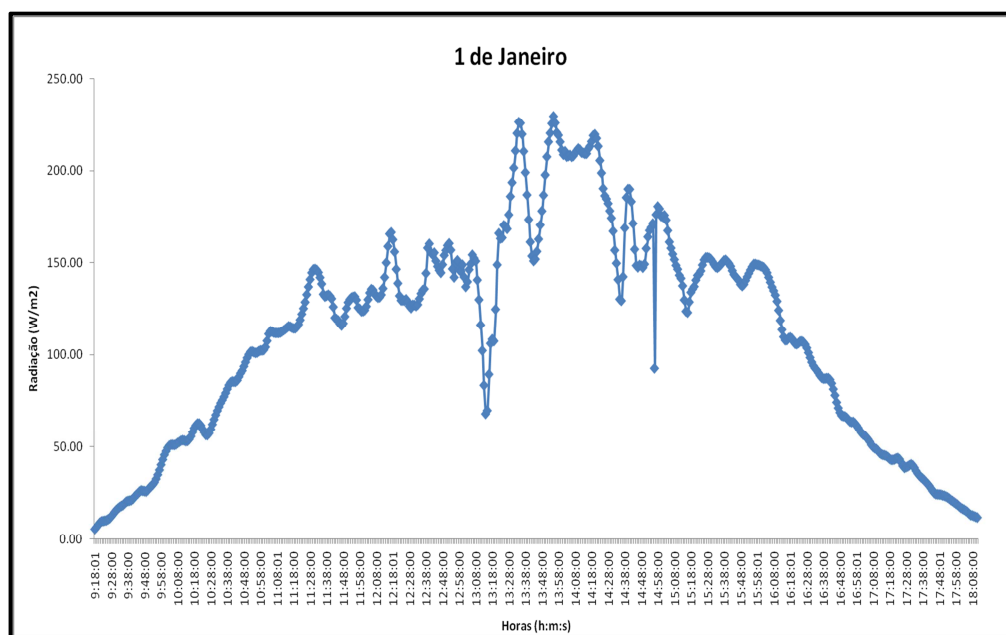
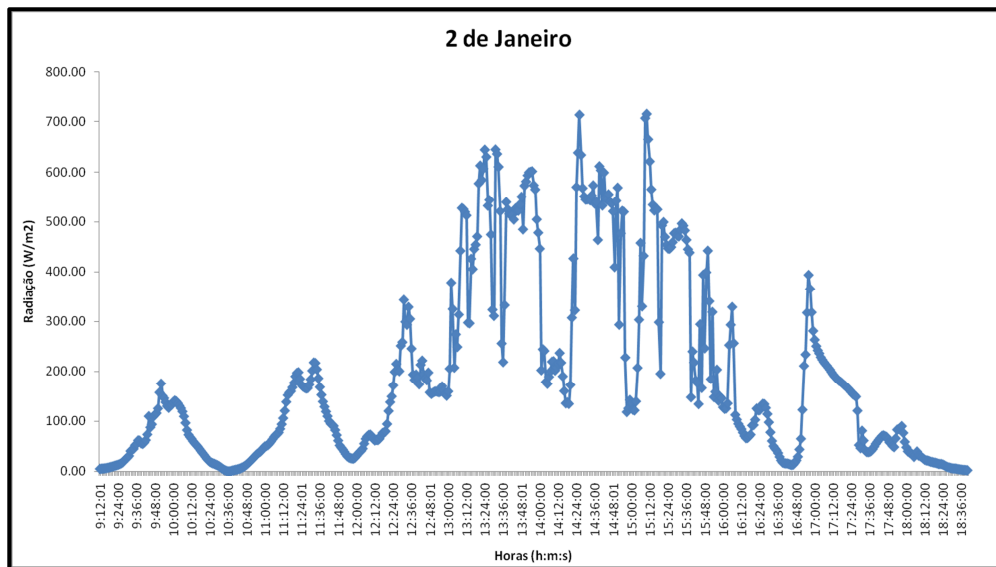


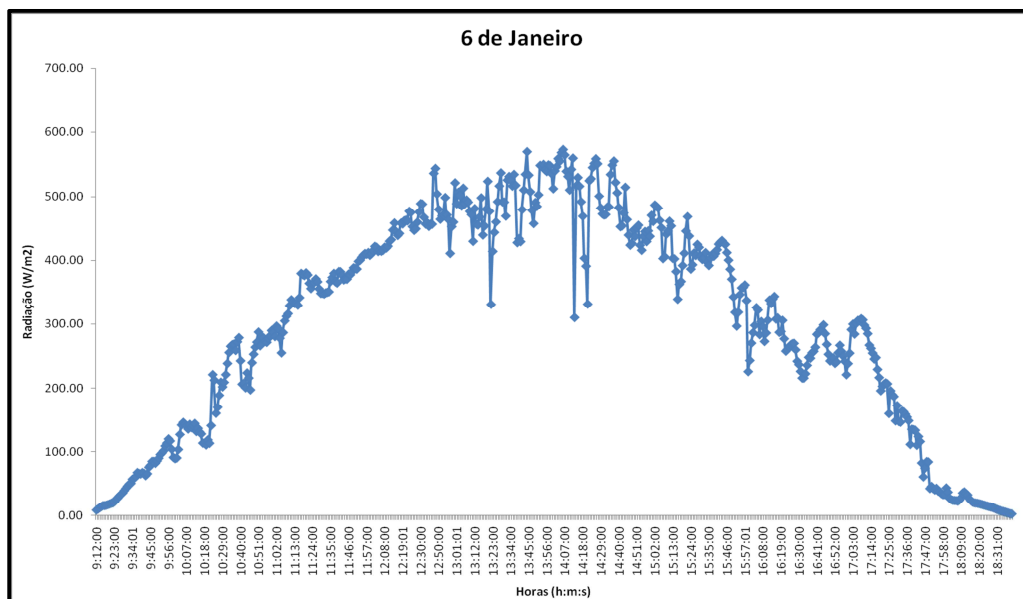
Gráfico 1 - Radiação solar bruta ao longo do dia 1 de Janeiro

A radiação solar incidente ao longo do dia 2 de Janeiro, abrange um intervalo entre as 09:12:01 e as 18:36:00 com uma variação muito instável, pois apresenta vários picos acentuados decrescentes e crescentes. Atinge o valor mínimo às 15:10:00 e máximo às 10:36:00 e, o

intervalo para o qual a radiação ao longo do dia se mantém no máximo situa-se entre as 13:00:00 e as 16:00:00.



No dia 6 de Janeiro, a radiação solar incidente ao longo do dia teve uma variação estável para um período de tempo entre as 09:12:00 e as 18:31:00. Os valores mínimo e máximo foram atingidos às 18:40:00 e às 14:06:00 respectivamente e, os valores para o qual a radiação se mantém para um intervalo máximo ocorre entre o 12:00:00 e as 15:30:00.



No dia 6 de Julho, o valor mínimo é atingido às 21:00:00 e o máximo às 13:03:00. A radiação solar ao longo do dia varia entre as 06:40:01 e as 21:00:00, sendo esta semi-estável. No intervalo de tempo entre o 12:00:00 e as 18:00:00 verifica-se os valores máximos atingidos ao longo do dia.

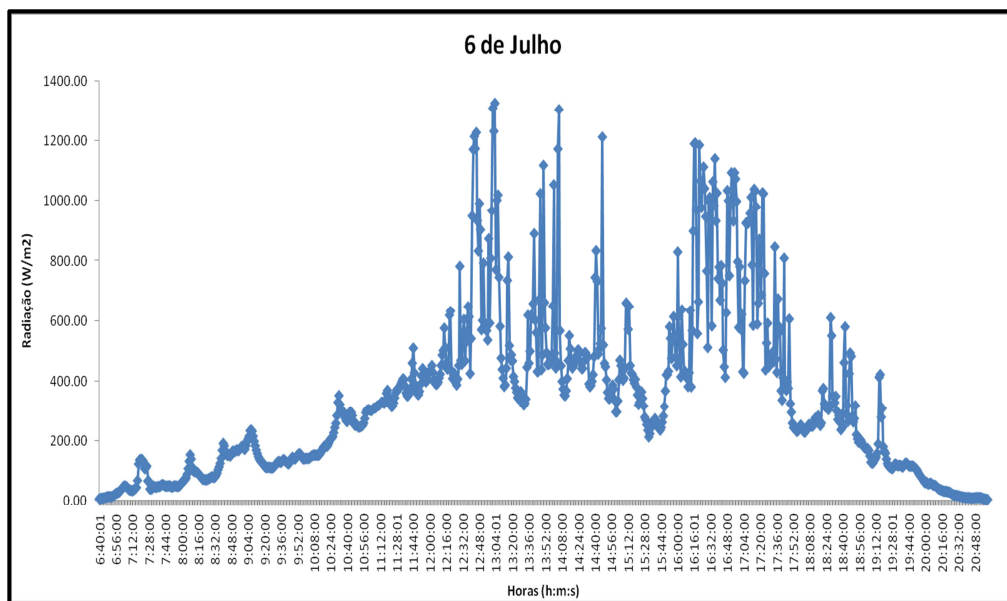


Gráfico 4 - Radiação solar ao longo do dia 6 de Julho.

No dia 11 de Julho, o comportamento da radiação solar ao longo do dia assemelha-se a uma parábola, o que se pode considerar estável, com um período de tempo entre as 06:34:00 e as 21:00:00. O valor mínimo e máximo é atingido às 06:34:00 e às 13:50:00, respectivamente. Os máximos para o respectivo dia são verificados entre as 10:18:00 e as 17:31:00.

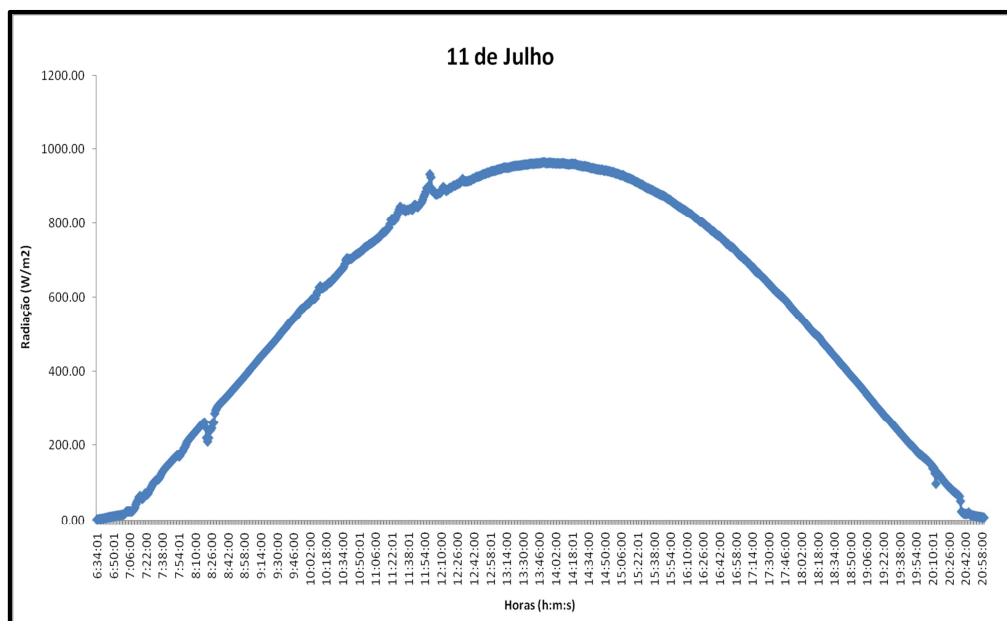


Gráfico 5 - Radiação solar bruta ao longo do dia 11 de Julho.

Nos dias de Inverno a radiação ao longo do dia tem uma duração de cinco horas e nos dias de Verão de quinze horas e ambos os meses apresentam dias estáveis e dias instáveis. Os pontos em ambos os meses para os quais a radiação solar atinge o seu máximo variam entre as 13:00:00 e as 14:00:00. No entanto os respectivos pontos diferem em termos de valores, sendo a radiação solar mais elevada para o mês de Julho. No entanto, o dia 6 de Julho apresenta uma média de radiação solar mais baixa em relação, por exemplo, ao dia 6 de Janeiro. Isso, deve-se ao facto da instabilidade acentuada da radiação solar ao longo do dia e a duração da mesma possuir um maior período de tempo.

Os picos acentuados crescentes e decrescentes são justificados por céu encoberto e tempo nublado, que minimizam a radiação e na sua ausência, a radiação normaliza.

5.3 Colector solar de tubo de vácuo

A tabela 16 mostra os parâmetros que serão os fixos para os diversos casos apresentados na tabela 17 e, que serão simulados no estudo do comportamento do colector solar de tubo de vácuo. O comportamento do colector solar foi avaliado face a diferentes temperaturas ambientes e a diferentes temperaturas médias afectadas pela temperatura à saída do respectivo colector.

Os gráficos referentes à diferença entre a radiação bruta e a radiação líquida afectada pelo coeficiente de absorção e emissão do colector encontram-se em anexo I.

Tabela 26 - Parâmetros fixos utilizados no estudo do comportamento do colector

Parâmetros fixos do colector		
Capacidade de absorção	95	%
Capacidade de emissão	5	%
Eficiência optica	73.4	%
a_1	1.529	W/m2.K
a_2	0.0166	W/m2.K

Tabela 17 - Parâmetros variáveis utilizados no estudo do comportamento do colector

Parâmetro alterado		Caso 1	Caso 2	Caso 3
t_a (°C)		15	20	30
t_m (°C)	t_{in} (°C)	40	40	40
	t_e (°C)	95	90	80
	t_m (°C)	67.5	65	60

5.3.1 Temperatura ambiente

Verifica-se pela tabela 18, que a eficiência é dependente da temperatura ambiente. Para os diversos casos, a eficiência aumenta de forma significativa e da mesma forma acontece em relação à potência, pois essa possui uma relação directa com a anterior. A hora em que a eficiência atinge o valor máximo, nas várias situações, coincidem por possuírem o mesmo máximo de radiação solar. Para o valor mínimo isso já não acontece, nota-se que para os diversos casos, esse não varia de forma linear. A razão pela qual sucede-se, está na influência que a temperatura ambiente tem no valor da radiação para a qual o colector inicia o seu funcionamento.

Na tabela 19, a afirmação anterior é nítida, uma vez que para cada caso, a hora de inicio e de fim do funcionamento do colector são totalmente diferentes e os respectivos valores de radiação também. No caso 1, o colector solar inicia o seu funcionamento a partir de uma radiação de 174.17 W/m2, no segundo caso, a radiação é de 150.6 W/m2 e no terceiro, a radiação é de 111.7 W/m2.

A radiação a partir da qual o colector inicializa o seu funcionamento reflecte-se na duração do mesmo. Nesse estudo, a duração varia entre uma hora e meia a seis horas e meia, respectivamente.

Tabela 18- Valores máximos e mínimos vs Temperaturas ambiente

		Hora (hh:mm:ss)	Ef_col (%)	Potência (W)
Caso 1	Máximo	13:55:01	12.39	25.60
	Mínimo	13:30:00	1.04	1.82
Caso 2	Máximo	13:55:01	20.11	41.54
	Mínimo	14:31:00	0.18	0.27
Caso 3	Máximo	13:55:01	34.34	70.94
	Mínimo	15:16:00	0.49	0.54

Tabela 19 - Dados de inicio e de fim do funcionamento do colector vs Temperaturas ambientes

		Hora (hh:mm:ss)	Rad_liq (W/m2)	Ef_col (%)	Potência (W)
1ºCaso	Inicio	13:30:00	174.17	1.04	1.82
	Fim	14:24:00	178.8	2.915	5.21
2ºCaso	Inicio	13:25:00	153.26	1.572	2.41
	Fim	15:04:00	150.6	3.48	0.46
3ºCaso	Inicio	11:24:00	112.63	1.765	2
	Fim	16:11:00	111.77	1.2158	1.36

No gráfico 6 e 7 verifica-se que a temperatura ambiente influencia de forma directa e significativamente a eficiência do colector e a seu tempo de funcionamento. Consequentemente, como a potência é directamente proporcional à eficiência, esta também é influenciada.

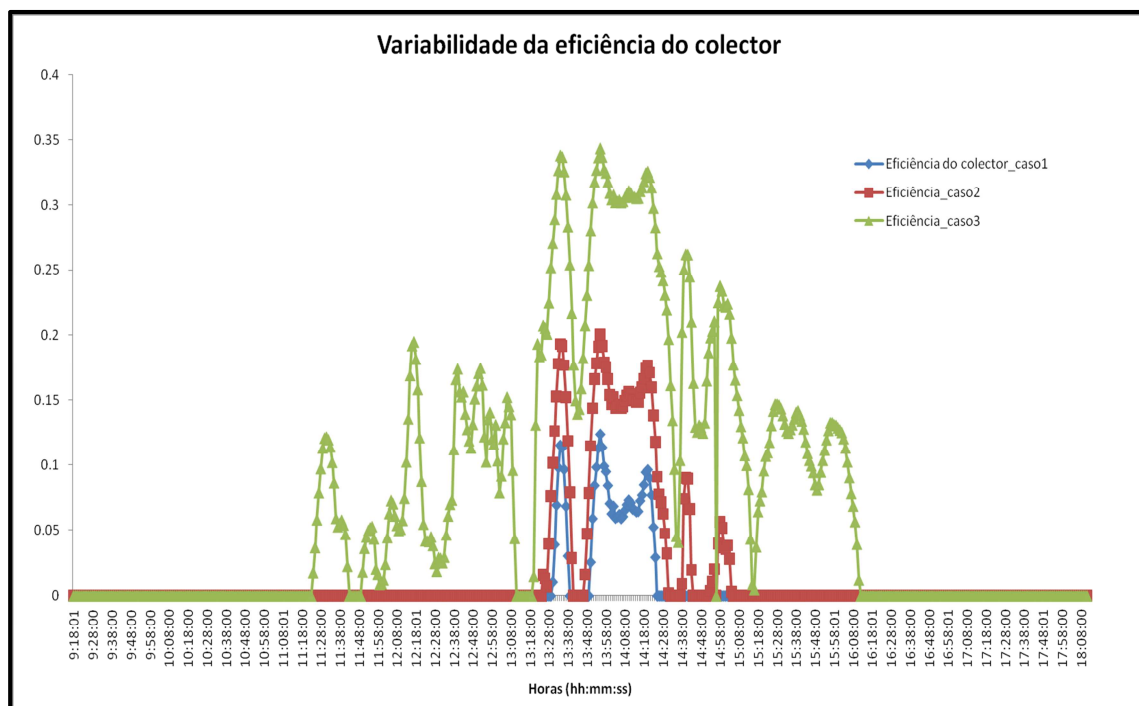


Gráfico 6 - Variação da eficiência do coletor vs Temperaturas ambientes

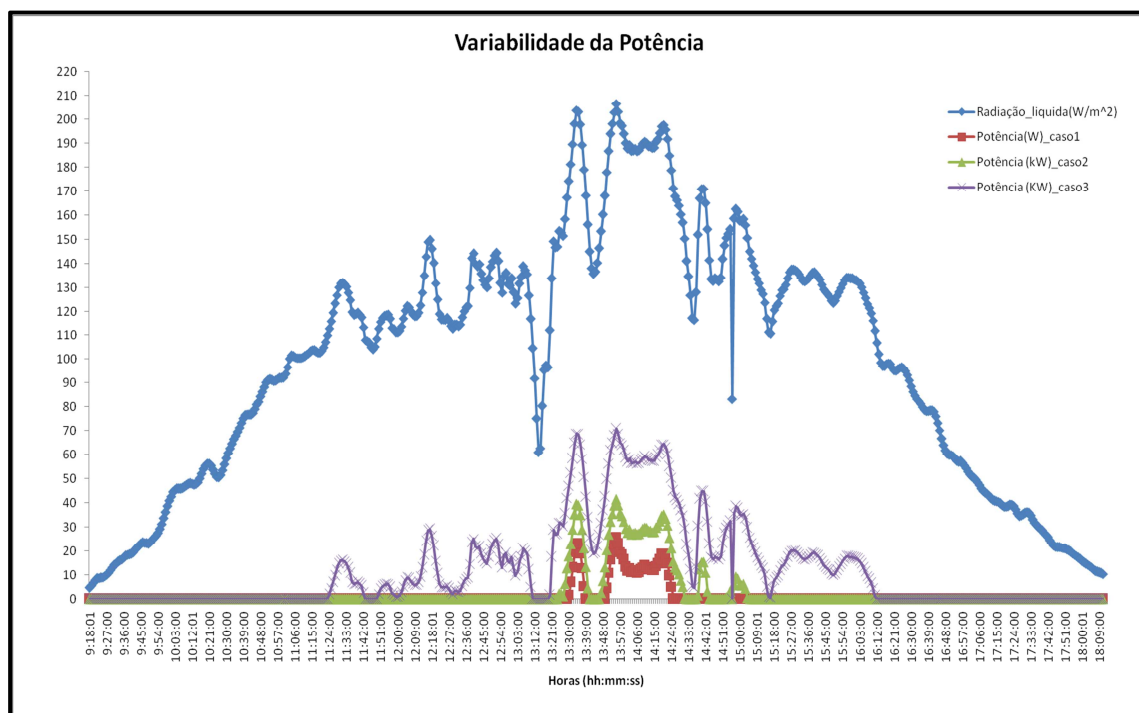


Gráfico 7- Variação da potência ao longo do dia vs Temperaturas ambientes

5.3.2 Temperatura à saída do colector

Pela análise da tabela 20, nota-se um aumento da eficiência do colector à medida que se aumenta a temperatura à sua saída. A hora para o qual a eficiência atinge o seu máximo e mínimo difere de caso para caso. A respectiva eficiência cresce de forma linear, enquanto a mínima é não linear por depender da radiação para o qual o colector inicia o seu funcionamento.

A potência é uma variável que depende directamente da eficiência do colector e da radiação, esta possui um comportamento crescente para as diferentes situações.

Na tabela 21, verifica-se que para os diferentes casos o tempo de funcionamento do colector não se mantém. No primeiro caso, o colector inicia o seu funcionamento com uma radiação de 174.17 W/m², no segundo caso a radiação é de 158.49 W/m² e no último caso esta é de 142.03 W/m².

Tabela 20 - Valores máximos e mínimos vs Temperaturas à saída do colector

		Hora (hh:mm:ss)	Ef_col (%)	Potência (W)
Caso 1	Máximo	13:55:01	12.39	25.60
	Mínimo	13:30:00	1.04	1.82
Caso 2	Máximo	13:54:00	16.30	33.09
	Mínimo	14:58:00	0.32	0.52
Caso 3	Máximo	13:55:01	23.82	49.20
	Mínimo	13:45:00	0.45	0.63

Tabela 21 - Dados de inicio e de fim do funcionamento do colector vs Temperaturas à saída do colector

		Hora (hh:mm:ss)	Rad_liq (W/m ²)	Ef_col (%)	Potência (W)
1ºCaso	Inicio	13:30:00	174.17	1.04	1.82
	Fim	14:24:00	178.8	2.915	5.21
2ºCaso	Inicio	13:28:00	158.49	2.94	4.66
	Fim	14:58:00	168.51	0.32	0.52
3ºCaso	Inicio	13:22:00	149.31	4.8	7.18
	Fim	15:06:00	142.03	1.28	1.83

Os gráficos 8 e 9 mostram a variação da eficiência do colector e da respectiva potência face a variação da temperatura à sua saída. Ambos crescem de forma linear e significativa.

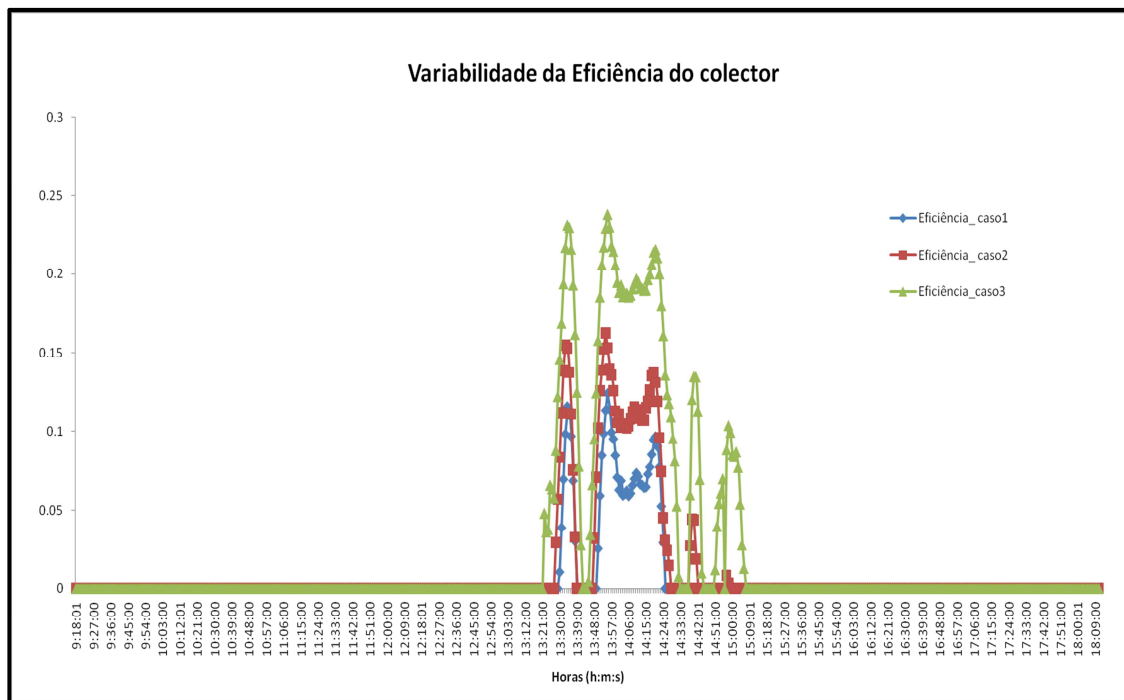


Gráfico 8 - Variação da eficiência do coletor ao longo do dia vs Temperaturas à saída do coletor

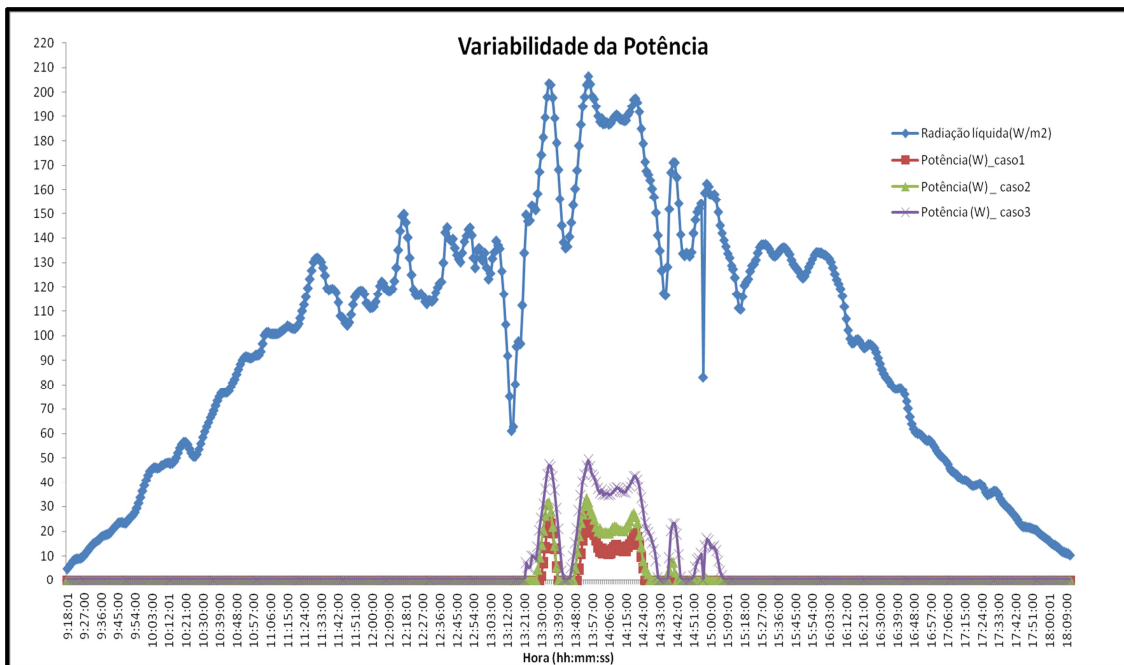


Gráfico 9 - Variação da potência ao longo do dia vs Temperaturas à saída do coletor

5.3.3 Comparação entre a temperatura ambiente e à da saída do colector

No gráfico 10 observa-se que a temperatura ambiente é dos parâmetros apresentados o que tem maior influência na eficiência do colector. À medida que se aumenta este parâmetro, o tempo de funcionamento do colector é maior e a radiação mínima necessária para tal diminui. Por outro lado, a temperatura à saída do colector afecta o rendimento do colector de forma decrescente, ou seja, quando este parâmetro é aumentado a eficiência diminui.

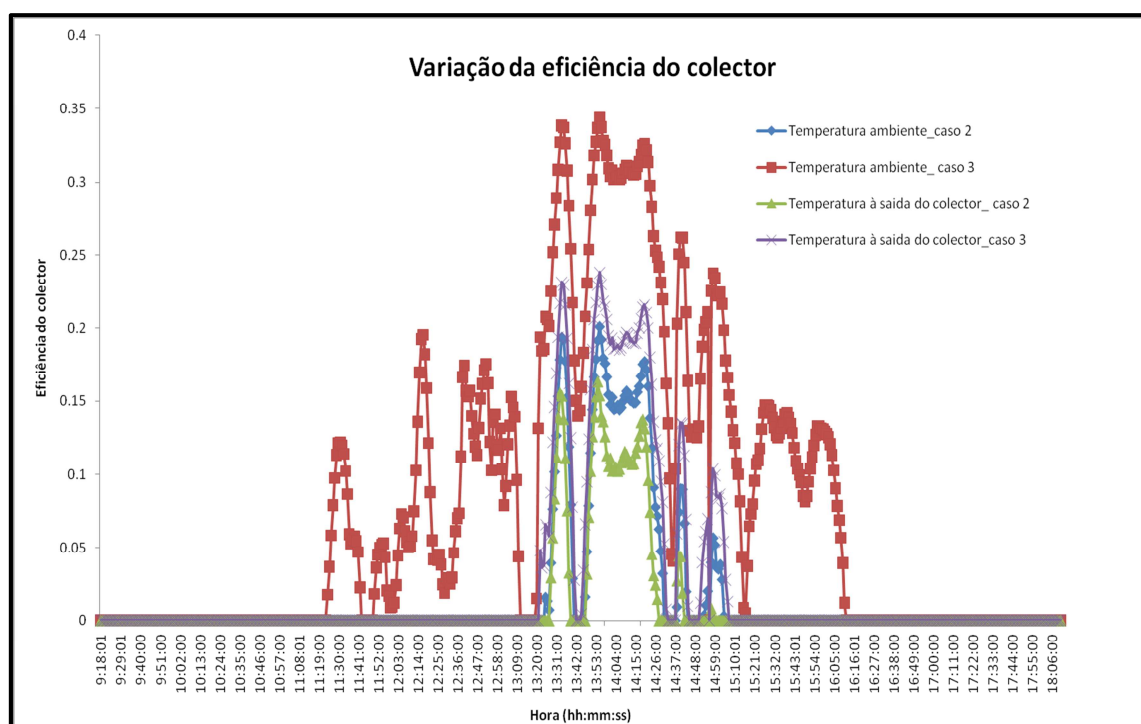


Gráfico 10 - Variação da eficiência do colector ao longo do dia para vs casos

5.4 Sistema solar ORC

A tabela 22 apresenta os parâmetros utilizados no programa para simulação dos diversos casos abaixo apresentados.

Os parâmetros referentes ao colector foram seleccionados com base no manual técnico cedido pela empresa RenovaSolar (*Colector test according to EN 12975-1,2:2006*).

O poder calorífico a pressão constante da água foi calculado por interpolação da tabela A-9 do autor (Çencel & Boles, 2007)) e as eficiências apresentadas do autor (Nafey & Sharaf, 2010)

Os restantes parâmetros foram assumidos de forma coerente assentes em estudos realizados sobre o mesmo tema.

Tabela 22 - Parâmetros fixos utilizados na simulação dos diversos casos apresentados.

Parâmetros fixos		
a_1	1.529	W/m ²
a_2	0.0166	W/m ²
Eficiência óptica do colector	73.4	%
Área de uma unidade de colector	1.77	m ²
Coeficiente de absorção do colector	95	%
Coeficiente de emissão do colector	5	%
Eficiência da turbina	75	%
Eficiência da bomba	75	%
Potência pretendida	10	KW
cp(H2O)	4.1788	kJ/kg.°C
Temperatura fria à entrada do colector	20	°C
Temperatura fria à saída do colector	36	°C
Temperatura ambiente no Inverno	15	°C
Temperatura ambiente no Verão	20	°C
Pressão de operação do colector	6	bar

5.4.1 Casos simulados

Assumiu-se uma temperatura à saída do colector de 95°C tendo em conta a temperatura máxima de operação do colector e a temperatura a sua entrada, na temperatura adoptada à saída do condensador, 30°C. No manual técnico do colector, é mencionado que a temperatura máxima de estagnação deste é de 200.3 °C e não é referido no mesmo, danificação do material caso o líquido de trabalho atinja valores entre a temperatura máxima de operação e a temperatura máxima de estagnação. Então atribui-se em alguns casos abaixo citados, uma temperatura à saída do colector de 158°C

O ponto crítico do R-245fa segundo o autor (Grebekov & Beliyera, 2004) é atingido a uma temperatura de 154°C e a uma pressão de 3634 KPa. Com base neste e na fase a que o líquido deve estar para os diferentes estados do ciclo ORC, atribui-se os valores mencionados para os diversos casos, para a temperatura à saída da caldeira e do condensador e as respectivas pressões. As tabelas de outputs não possuem todos os outputs obtidos da simulação dos diversos casos, somente são apresentados os mais relevantes. Em anexo II, é apresentado as interfaces gráficas com todos os outputs para os vários casos.

5.4.1.1 Caso 1

Tabela 23 - Inputs utilizados na simulação do caso 1.

Colector		
Temperatura à entrada	40	°C
Temperatura à saída	95	°C
Ciclo ORC		
Temperatura à saída da caldeira	80	°C
Pressão à saída da caldeira	700	KPa
Temperatura à saída do condensador	30	°C
Pressão à entrada do condensador	300	KPa

Tabela 24 - Outputs obtidos da simulação do caso 1

Dias	Radiação Bruta	Ef_col (%)	Ef_orc (%)	Área (m ²)	NºColectores
1 Janeiro	229.52	12.4	5.07	59492.60	33612
2 Janeiro	713.91	53.8		1015.04	574
6 Janeiro	572.85	49		1526.90	863
6 Julho	1327.33	64.2		383.36	217
11 Julho	965.62	60.7		588.57	333

5.4.1.2 Caso 2

Tabela 25 - Inputs utilizados na simulação do caso 2.

Colector		
Temperatura à entrada	40	°C
Temperatura à saída	95	°C
Ciclo ORC		
Temperatura à saída da caldeira	80	°C
Pressão à saída da caldeira	700	KPa
Temperatura à saída do condensador	30	°C
Pressão à entrada do condensador	200	KPa

Tabela 26 - Outputs obtidos da simulação do caso 2.

Dias	Radiação Bruta	Ef_col (%)	Ef_orc (%)	Área (m ²)	NºColectores
1 Janeiro	229.52	12.4	7.60	40263.00	22748
2 Janeiro	713.91	53.8		686.50	389
6 Janeiro	572.85	49		1033.36	584
6 Julho	1327.33	64.2		259.45	147
11 Julho	965.62	60.7		396.33	226

5.4.1.3 Caso 3

Tabela 27 - Inputs utilizados na simulação do caso 3

Colector		
Temperatura à entrada	40	°C
Temperatura à saída	158	°C
Ciclo ORC		
Temperatura à saída da caldeira	153	°C
Pressão à saída da caldeira	1650	KPa
Temperatura à saída do condensador	30	°C
Pressão à entrada do condensador	300	KPa

Tabela 28 - Outputs obtidos da simulação do caso 3.

Dias	Radiação Bruta (W/m ²)	Ef_col (%)	Ef_orc (%)	Área (m ²)	NºColectores
1 Janeiro	229.52		8.94		
2 Janeiro	713.91	35.2		1209.32	729
6 Janeiro	572.85	25.8		2914.75	1692
6 Julho	1327.33	54.6		287.74	163
11 Julho	965.62	47.6		521.15	295

5.4.1.4 Caso 4

Tabela 29 - Inputs utilizados na simulação do caso 4

Colector		
Temperatura à entrada	40	°C
Temperatura à saída	158	°C
Ciclo ORC		
Temperatura à saída da caldeira	153	°C
Pressão à saída da caldeira	1650	KPa
Temperatura à saída do condensador	30	°C
Pressão à entrada do condensador	200	KPa

Tabela 30 - Outputs obtidos da simulação do caso 4

Dias	Radiação Bruta	Ef_col (%)	Ef_orc (%)	Área (m ²)	NºColectores
1 Janeiro	229.52		11.23		
2 Janeiro	713.91	35.2		1044.10	590
6 Janeiro	572.85	25.8		2425.16	1371
6 Julho	1327.33	54.6		233.01	132
11 Julho	965.62	47.6		422.03	239

5.4.1.5 Caso 5

Tabela 31 - Inputs utilizados na simulação do caso 5

Colector		
Temperatura à entrada	40	°C
Temperatura à saída	158	°C
Ciclo ORC		
Temperatura à saída da caldeira	148	°C
Pressão à saída da caldeira	1650	KPa
Temperatura à saída do condensador	30	°C
Pressão à entrada do condensador	300	KPa

Tabela 32 - Outputs obtidos da simulação do caso 5

Dias	Radiação Bruta (W/m2)	Ef_col (%)	Ef_orc (%)	Área (m ²)	NºColectores
1 Janeiro	229.52		8.95		
2 Janeiro	713.91	35.2		1285.67	727
6 Janeiro	572.85	25.8		2986.25	1688
6 Julho	1327.33	54.6		286.92	163
11 Julho	965.62	47.6		519.67	294

5.4.1.6 Caso 6

Tabela 33 - Inputs utilizados na simulação do caso 6

Colector		
Temperatura à entrada	40	°C
Temperatura à saída	158	°C
Ciclo ORC		
Temperatura à saída da caldeira	148	°C
Pressão à saída da caldeira	1650	KPa
Temperatura à saída do condensador	30	°C
Pressão à entrada do condensador	200	KPa

Tabela 34 - Outputs obtidos da simulação do caso 6

Dias	Radiação Bruta	Ef_col (%)	Ef_orc (%)	Área (m ²)	NºColectores
1 Janeiro	229.52		11.26		
2 Janeiro	713.91	35.2		1040.68	588
6 Janeiro	572.85	25.8		2417.21	1366
6 Julho	1327.33	54.6		232.25	132
11 Julho	965.62	47.6		420.65	238

O dia 1 de Janeiro não apresenta resultados para os casos onde a temperatura à entrada do colector é de 158°C, porque a radiação não é suficiente para accionar o funcionamento do mesmo. Para os casos 3,4,5 e 6, o programa alerta o utilizador de tal situação com uma mensagem de erro. (Fig.105)

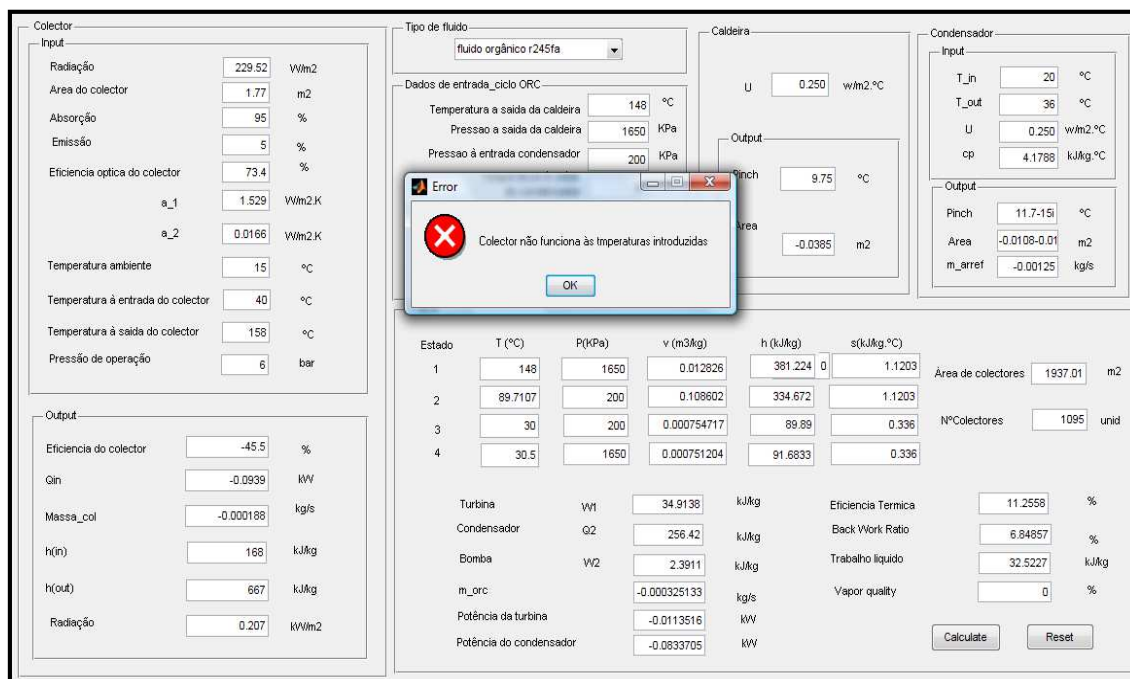


Figura 105 - Mensagem de erro ocorrida para o dia 1 de Janeiro

5.4.2 Discussão dos resultados

O caso 2 é uma situação de optimização da eficiência do colector com base na diminuição da pressão no condensador do caso 1. Verificou-se um aumento da eficiência do colector de 5.07% para 7.60%, como consequência de uma diminuição da temperatura do vapor, ou seja, a temperatura na qual o calor é rejeitado e de um aumento no trabalho líquido e no consumo do calor. A área necessária e o número de colectores diminuem de forma significativa.

Nos casos 3,4 e 5, 6 ocorre a mesma situação. A eficiência do colector varia entre 8.94% e 11,23% e entre 8.95% e 11.26%, respectivamente.

A partir do caso 3, o aumento da temperatura à saída da caldeira implica aumentar a temperatura à saída do colector de forma a obedecer à 2ª Lei da Termodinâmica.

A optimização da eficiência do colector afectada pelo aumento na pressão da caldeira é feita no caso 3, 4 em relação ao caso 1, 2. Para a pressão introduzida, o fluido de trabalho só atinge o estado gasoso a temperaturas à saída da caldeira mais elevadas. Elevar a pressão de operação da caldeira aumenta a temperatura de ebulição e por sua vez, a temperatura média à qual o calor é transferido para o vapor, o que se reflecte no aumento da eficiência do colector. Com essa optimização realizada, a eficiência varia entre 5.07 % e 8.94 % no caso 1 e 3, e no caso

2 e 4, a eficiência é de 7.60 % e 11.23 %, respectivamente. Nota-se, desta forma, uma diminuição significativa na área e no número de colectores necessários.

O sobreaquecimento do vapor a temperaturas mais elevadas é outro método de otimizar a eficiência do ciclo. Este método é aplicado entre o caso 2, 5 e o 4, 6 nos quais a eficiência varia entre 8.94 % e 8.95 % e entre 11.23 % e 11.25 %, respectivamente e verifica-se uma diferença pequena entre as áreas e o número de colectores não é muito significativo. A diferença entre ambos não é muito significativa, uma vez que a diferença entre as temperaturas é apenas de 10°C.

Com este método, a temperatura média com a qual o calor é transferido para o vapor, o trabalho líquido e o consumo de calor aumentam. O aumento dos referidos parâmetros traduz-se num aumento da eficiência térmica do ciclo.

As melhores condições de operação do ciclo são verificadas no caso 4 e 6, porque possuem eficiências mais elevadas em relação às dos outros casos. Sendo assim, dentro dos limites de operação do colector e com base na radiação solar fornecida, o sistema solar ORC deve ser sujeito aos respectivos parâmetros de entrada mencionada nas tabelas 30 e 34.

No caso 4, a temperatura à entrada do colector é de 158°C e a referente eficiência, consoante a radiação solar incidente, varia entre os 25.8% e os 35.2%. A temperatura à saída da caldeira é de 153°C e a respectiva pressão de 1650 KPa. No condensador, a temperatura à sua saída é de 30°C e a pressão de 200 KPa. A eficiência térmica obtida é de 11.23%, o back work ratio de 6.73%, o trabalho líquido de 33.14 kJ/kg, a potência debitada pela turbina e condensador são de 0.027 kW e de 0.2 kW , respectivamente. A área necessária de colectores varia conforme a radiação incidente, entre os 233.01 m² – 1044.10 m² e a referente quantidade entre os 132 – 1371.

No caso 6, a temperatura à saída da caldeira é de 148°C. Os restantes inputs são iguais aos referidos para o caso anterior. A eficiência térmica é de 11.26%, o back work ratio de 6.85%, o trabalho líquido de 32.52%, a potência debitada pela turbina e pelo condensador são muito próximos aos do caso 4. Nota-se que os parâmetros referidos, diferem muito pouco aos do caso anterior. A área necessária e q quantidade de colectores sofrem uma diminuição pouco significativa.

É importante referir que, os casos 1 e 2, apesar de possuírem um rendimento térmico inferior ao dos restantes casos, a eficiência do colector solar é superior face à radiação solar incidente, sendo esta constante entre os cenários. Além disso, o colector funciona a níveis de radiação menores.

5.5 Análise Económica

Segundo o Decreto-Lei nº363/2007 de 2 de Novembro de 2007, pode-se considerar o processo em estudo como uma micro – cogeração, uma vez que possui uma capacidade máxima inferior a 50 kW. O sistema solar ORC encontra-se abrangido pelo regime bonificado conforme o descrito para tal no artigo nº 9, alínea 2 do Decreto-Lei nº118 – A/2010, de 25 de Outubro de 2010.

Tendo em conta os casos com melhor desempenho ao nível da eficiência térmica, utiliza-se os outputs em relação à potência da turbina, potência do condensador, área total e a quantidade de colectores necessários, referentes aos dias 2 de Janeiro e 6 de Julho, para a análise económica do sistema solar ORC em estudo. Considera-se a tarifa de 0.40€/kW.h (Decreto – Lei nº 118 –A/2010) para a venda de electricidade e o preço de um colector SunPro com 10 tubos de vácuo Heat-Pipe de 413.13 €/unidade (TZ58-1800, 2007)

Segundo a Deliberação nº01/2011, emitida pela entidade reguladora dos serviços energéticos, a tarifa de venda a clientes finais social da Lusitaniagás aplicada a clientes possuidores de escalão 2 (221 – 500 m² /ano) é de 0.0598 €/kW.h. Por sua vez, esta comercializa a um custo unitário de 0.0614 €/kW.h.

A Análise económica é efectuada para um ano e, com base no total obtido, é calculado o payback do investimento em relação aos colectores.

Tabela 35 - Dados do sistema solar ORC necessários à análise económica

Dia	Tempo de funcionamento (h)	Área (m²)	NºColectores	Potência turbina (kW)	Potência condensador (kW)
2 Janeiro	5	1044.1	590	0.027	0.20
6 Julho	9	233.01	132	0.079	0.58

A tabela seguinte apresenta os dias considerados para cada mês do ano e o total de dias para as duas estações consideradas, a estação “Inverno/Outono” e a “ Primavera/Verão”.

Tabela 36 - Meses, respectivos dias e estações do ano consideradas na análise económica

Estação	Meses	Dias
Inverno/ Outono	Janeiro	31
	Fevereiro	28
	Outubro	31
	Novembro	30
	Dezembro	31
Total		151
Primavera/ Verão	Março	31
	Abril	30
	Maio	31
	Junho	30
	Julho	31
	Agosto	31
	Setembro	30
Total		214

O valor monetário diário em relação à potência debitada pela turbina e condensador é calculado com base nas seguintes fórmulas:

- Turbina (€/dia) = Potência da Turbina (kW) * Tarifa (€/kW.h) * tempo de funcionamento do colector (h) * Área de colectores necessária (m²)
- Condensador (€/dia) = Potência do condensador (kW) * Tarifa (€/kW.h) * tempo de funcionamento do colector (h) * Área de colectores necessária (m²)

O ganho total por ano é calculado com base no proveito diário e no número de dias referentes a cada estação do ano consideradas no estudo.

Tabela 37 – Proveito diário e anual para a estação "Inverno/Outono"

	Turbina	Condensador	Total
	€/dia	€/dia	€/dia
Inverno/ Outono	56.85	64.32	121.17
Total	€/ano	€/ano	€/ano
	8584.22	9711.78	18296.00

Tabela 38 - Proveito diário e anual para a estação "Primavera/Verão"

	Turbina	Condensador	Total
	€/dia	€/dia	€/dia
Primavera/ Verão	65.91	74.57	140.49
	€/ano	€/ano	€/ano
Total	14105.64	15958.43	30064.08

A Área considerada, para o cálculo do custo total por ano da seguinte tabela, é a do dia 2 de Janeiro do respectivo caso considerado, de forma subdimensionar o sistema.

Tabela 39 - Proveito total anual e tempo de amortização do investimento

	Total (€/ano)
Inverno/ Outono	18296.00
Primavera/ Verão	30064.08
Total	48360.08
Preço Total colectores (€)	243746.7
Anos	8

A potência debitada pelo condensador e a estação “Primavera/Verão” proporcionam maiores proveitos. As condições impostas para a temperatura à saída do condensador e pressão influenciam os resultados obtidos, assim o processo de rejeição de calor apresenta melhores resultados do que na produção de electricidade. O proveito apresentado para a potência debitada pelo condensador é mencionada como um custo isento a pagar em gás.

Os ganhos obtidos para a estação “Primavera/Verão” são maiores em relação aos da estação “Inverno/Outono” porque a respectiva radiação solar incidente no colector é mais elevada.

Tendo em conta o proveito com a venda de electricidade e o que é ganho pelo consumidor por não possuir custo com o gás, o investimento realizado com os colectores solares tubo de vácuo é amortizado em 8 anos.

O método utilizado na análise económica é simples e não tem em conta muito detalhe, o que influencia no resultado obtido do payback. Este é meramente uma estimativa e não um valor concreto.

6. Conclusões

6.1 Conclusões finais

O presente trabalho teve como objecto de estudo o comportamento de um sistema ORC de capacidade de 10 kW, face à radiação solar incidentes no receptor da mesma.

De forma a otimizar o tempo de análise e de a tornar mais fiável, evitando erros de cálculo do respectivo sistema, foi desenvolvido um modelo e programa computacional, em Matlab R2008a, versão 7.6. O principal objectivo com o programa, foi simular vários casos de condições de operação para o colector e para o ciclo ORC, consoante a radiação solar inserida e, avaliar as referidas eficiências, a potência debitada pela turbina e pelo condensador. A área e a quantidade de colectores necessários também foram outputs estudados e fornecidos pelo mesmo, para uma posterior análise económica, com o intuito de determinar o payback do investimento com os colectores, com os melhores resultados obtidos.

O sistema é constituído por um colector solar tubo de vácuo, uma caldeira, uma turbina, um condensador e uma bomba. O fluido que circula no colector, neste caso a água que circula sempre no estado líquido, recebe calor por meio da radiação solar incidente no colector e, transmite-o ao fluido que circula no ciclo ORC através da caldeira. Por sua vez, o fluido orgânico é expandido isoentropicamente na turbina, responsável pela produção de energia eléctrica. A rejeição de calor ocorre a pressão constante no condensador, sendo este utilizado numa possível aplicação de aquecimento. Posteriormente, verifica-se uma compressão isoentropica na bomba até à pressão de operação da caldeira. Atingida tal pressão, recomeça um novo ciclo.

A utilização de um fluido orgânico no ciclo ORC é o que o difere um ciclo de Rankine Orgânico de um ciclo convencional. Neste estudo, o R-245fa é o fluido de trabalho aplicado, a escolha para tal prende-se no facto de o sistema aproveitar potencialidades expansivas e regressivas na sua vaporização e condensação. Este tipo de fluido possui uma inclinação positiva no diagrama T-s positiva, o que o caracteriza como um fluido seco e passa ao estado de gasoso a baixas temperaturas. Devido ao facto da sua vaporização específica ser menor, o decréscimo de entalpia que ocorre na turbina é também menor. Assim, todo o processo ocorre a baixas pressões o que significa um menor custo porque não requer tecnologias de alta pressão e é possível adquirir eficiências razoáveis a baixas temperaturas.

Segundo a revisão bibliográfica efectuado sobre o assunto abordado, o ciclo de Rankine Orgânico é aplicado em soluções inovadoras ou como um processo integrado em processos existentes de forma a otimizar ou evitar desperdícios. Estes estudos surgem com o intuito de

encontrar soluções subjectivas a solucionar o problema que o aumento da população e da crise ao nível energético tem causado ao meio ambiente e ao desenvolvimento sustentável. Consequentemente, a aplicação de energias renováveis na produção de electricidade, recuperação de calor e frio, tornaram-se cada vez mais importantes e tem recebido uma maior atenção.

O ciclo de Rankine Orgânico, mediante a pesquisa realizada, foi alvo de aplicação em sistemas híbridos solares geotérmicos, pelo autor (Astolfi, Xodo, Romano & Macchi ,2011), no qual o ciclo ORC foi desenhado para uma utilização óptima de uma fonte geotérmica de entalpia intermédia e, de forma a aumentar a produção eléctrica introduziram um campo parabólico. O sistema foi analisado em quatro locais distintos, Imperial, San Diego, Palermo e Pisa, de onde obtiveram níveis de produção de electricidade perante a insolação anual de 8,5 % - 9.5% e um custo da electricidade nivelada entre 145 – 280 €/MWh, dependendo do local da implementação do sistema.

O projecto POWERSOL, consiste na produção de energia mecânica a partir de energia solar, financiado pela Comissão Europeia no âmbito do programa de investigação desenvolvido pelo autor Rodríguez & Gálvez (2007). Este teve como objectivo otimizar o ciclo para produzir o tipo de energia desejada de baixa-media entalpia e para tal foi realizado testes experimentais com diferentes tipos de fluidos de trabalho e três protótipos de colectores solares, em uma possível aplicação em áreas do mediterrâneo, onde a falta de electricidade e a escassez de água potável são escassas. Com este estudo, o autor concluiu que os sistemas fotovoltaicos não são os mais adequados para satisfazer as mais básicas necessidades das pequenas comunidades em áreas remotas, pois são tecnologias de elevado custo, baixa eficiência e normalmente utilizam pilhas para armazenamento de energia.

Os autores (Nafety & Sharaf, 2010), (Reyegan ,2011) e (Delgado – Torres & Rodríguez, 2010) estudam o ciclo ORC combinado com o processo de dessalinização de osmose reversa. Na opinião dos referidos autores, essa combinação oferece uma fonte alternativa para a produção de água potável em zonas remotas, onde a poluição e escassez são acentuadas. São estudadas formas de otimizar o processo tendo em conta o fluido de trabalho e as condições de operação do mesmo. O autor(Delgado – Torres & Rodríguez ,2010), estudou condições de funcionamento do sistema solar ORC que minimize a área de abertura necessária por unidade de potência, para cada tipo de fluido e colector solar, em dois tipos de configurações: produção directa de vapor e ciclo regenerativo ORC. Conclui que os fluidos secos, o ciclo regenerativo e o colector parabólico compostos oferecem ao processo melhores eficiências.

Segundo o autor (Larjola , 1995), o calor proveniente de motores e dos processos industriais podem ser aproveitados usando um ciclo ORC, com um fluido de trabalho adequado. Melhores eficiências são obtidas e a decréscimo baixo de entalpia na turbina promove um design simples. Sugere esse tipo de aplicação para abastecer a procura das aldeias remotas em países em desenvolvimento e pode ainda suportar a energia geotérmica ou ser fonte primária de energia para veículos.

O autor (Shuster, Karellas & Aumann, 2010) salientou no seu trabalho, que a combinação do ciclo ORC com processos de recuperação de calor a partir de biogás ou micro – CHP, oferece soluções promissoras de baixo custo em aplicações descentralizadas. O custo elevado e a escassez dos combustíveis, faz com que estas aplicações sejam ainda mais atraentes.

Tendo em conta as citações de vários autores, melhorias acrescidas no desempenho deste tipo de sistema em estudo, está no tipo de fluido e nas condições de trabalho a que é sujeito. Conforme o autor (Dai, Wang, & Gao, 2009) a maior eficiência do sistema está relacionada com a escolha do meio de comunicação adequado orgânico e depende da aplicação do ciclo ORC (nível de temperatura da fonte de calor), e os parâmetros em que o meio opera.

A selecção do fluido de trabalho para o ciclo de Rankine Orgânico é um factor importante a considerar e é muito dependente da aplicação alvo, das condições de trabalho e até mesmo os critérios tidos em conta. (Quolin & Declaye, 2011)

Na investigação desenvolvida pelo autor (Wang, Zhao & Wang , 2010), o colector de tubo de vácuo apresentou ser eficiente em sistemas de baixa-média entalpia. Por outro lado, o R-245fa demonstrou ser um tipo de fluido viável e com desempenho aceitável, para ciclos solares ORC de baixa-media entalpia. Neste tipo de aplicações, o R-245fa exhibe boas propriedades termodinâmicas favoráveis a uma boa eficiência de conversão. (Angelino & Invernizzi, 2003)

As fórmulas utilizadas no cálculo dos parâmetros tidos como outputs do programa desenvolvido foram as explicadas pelos autores (Çencel & Boles, 2007), (Moran & Shapiro,2010) e (Nafety & Sharaf, 2010). Os principais parâmetros para avaliar o desempenho do sistema mencionados pelos dois primeiros autores, foram a eficiência térmica e o back work ratio. Porém, na análise de sensibilidade só foi referido o primeiro, pois o segundo varia na mesma ordem de grandeza do anterior.

Tendo em consideração as principais irreversibilidades ocorridas no sistema, segundo o autor (Moran & Shapiro, 2010), que influenciam o seu desempenho, os estados 2 e 4 do sistema foram afectados pela eficiência isoentrópica da turbina e a da bomba, respectivamente.

Os autores mencionados nos dois parágrafos anteriores, referem várias formas de otimizar a eficiência do ciclo de Rankine. Contudo, na análise de sensibilidade realizada, apenas foram utilizadas as seguintes: diminuir a pressão no condensador, aumentar a pressão na caldeira e sobreaquecer o vapor à entrada da turbina a temperaturas mais elevadas.

Para estudo do comportamento do colector consoante a radiação solar incidente, recorreu-se às características de um colector solar tubo de vácuo comercializado pela empresa RenovaSolar. Os referidos tipos de colectores, possuem um sistema *Heat Pipe* da Sunrain, de alto rendimento. Na análise económica aplicou-se o valor proposto de 413,13 €/unidade no cálculo do investimento com os colectores.

Para determinar certos parâmetros termodinâmicos, nomeadamente a temperatura, a pressão, o volume específico, a entropia e a entalpia, é necessário ter em conta certos critérios para recorrer à tabela correcta, de onde deve-se extrair os mesmos. Na programação do modelo e programa computacional estes foram considerados e modelados segundo a teoria do autor (Çencel, 2006). Caso os valores não estejam na respectiva tabela, recorre-se ao método de interpolação. No capítulo 3, foi descrito os respectivos critérios e o método utilizado para a interpolação.

Os dados fornecidos do ano 2010, referentes ao mês de Janeiro e Julho, da radiação incidente na ilha Terceira foram tratados de forma adequada para o estudo. Seleccionou-se os dias mais relevantes, sendo estes os dias 1, 2 e 6 de Janeiro e os dias 6 e 11 de Julho. A resolução temporal de tais dados correspondia a valores médios para um período de 5 segundos e com unidades em mV. Posteriormente, os mesmos foram afectados por um factor de conversão de $0.00525 \text{ mVm}^2/\text{W}$ (Fialho). Para facilitar a análise dos dados, com base numa média ponderada, converteu-se a resolução temporal a 1 minuto e eliminou-se todos os valores que não criavam valor para o estudo.

O modelo e programa computacional desenvolvido no âmbito do respectivo tema, permite ao utilizador efectuar uma análise de sensibilidade, otimiza o tempo na obtenção de resultados para o sistema ORC e minimiza os erros de cálculo. A ferramenta computacional foi desenvolvida em ambiente Matlab R2008a— versão 7.6.0. O código foi escrito numa M-file, é um ficheiro de texto que agrega um conjunto de instruções de código (Morais, V., Vieira, C., 2006), e a interface gráfica criada no GUI (*Graphical User Interface*)

No último capítulo, efectuou-se uma análise de sensibilidade para os dados fornecidos da radiação solar incidente na ilha Terceira, para o colector solar de tubo de vácuo SunPro de 10 tubos Heat-Pipe e para o sistema solar ORC, simulado com o referido programa. Por fim, a

análise económica baseou-se no cálculo de uma média dos proveitos anuais para o sistema em estudo e em obter o período de tempo de amortização para referido investimento.

Com a análise de sensibilidade efectuada, verificou-se que a temperatura ambiente em relação à temperatura à saída do colector, é dos parâmetros que tem maior influência na sua eficiência. Quando se aumenta a temperatura ambiente, o tempo de funcionamento do colector é maior e a radiação mínima necessária para tal diminui. Por outro lado, a temperatura à saída do colector afecta o rendimento do colector de forma decrescente, ou seja, quando este parâmetro é aumentado, a eficiência diminui.

Dos casos e dos métodos apresentados para otimizar a eficiência do sistema, o caso 4 e 6 foram o que obtiveram melhores resultados ao nível da eficiência térmica do sistema (11.23% e 11.25%) e nos quais foi aplicado o método de sobreaquecimento do vapor a temperaturas mais elevadas à entrada da turbina. A diferença entre as respectivas eficiências não é muito significativa, uma vez que a diferença entre as temperaturas é apenas de 10°C.

Os resultados obtidos para os dias 2 de Janeiro e 6 de Julho, do caso 4, foram aplicados na análise económica. O primeiro dia representou a estação de “Inverno/Outono” e o segundo, a estação “Primavera/Verão”. Os proveitos com o aquecimento revelaram-se maiores do que os com a venda de electricidade, e os com a estação “Primavera/Verão” superiores aos da estação “Inverno/Outono”, porque a respectiva radiação solar incidente na primeira estação, no colector é mais elevada.

Com a intenção de não subdimensionar o sistema, dimensionou-se a área e a quantidades de colectores necessários a 1044.2 m² e 590 colectores. O total dos proveitos obtidos foi avaliado em 48360 €/ano e o valor total do investimento com os colectores em 243746.7 €. Tendo em conta o proveito com a venda de electricidade e o que é ganho pelo consumidor por não possuir custo com o gás, o investimento realizado com os colectores solares tubo de vácuo é amortizado em 8 anos.

A realização deste trabalho contribui para assimilação e aprofundamento dos conceitos teóricos relacionados com a termodinâmica e os adquiridos ao longo do meu percurso académico com a programação. Com esse conhecimento, consegui realizar um modelo e programa computacional para o estudo de um sistema solar ORC, com o qual qualquer utilizador poderá efectuar uma análise simples, ao nível do comportamento de um colector solar térmico, face ao input de radiação solar bruta inserida e às características de funcionamento do pretendido colector. Por outro lado, poderá ainda, verificar o desempenho termodinâmico do sistema em relação à potência desejada à saída da turbina, ao tipo de fluido e às condições de

operação. Desta forma, o utilizador fica lúcido para as melhores condições de operação a que deve sujeitar o sistema, a quantidade e área de colectores necessários, numa possível implementação real.

Em suma, com o modelo e programa computacional desenvolvido, forneço a possibilidade de o usuário, isento de custos adicionais, realizar uma pré-análise rápida, sem perca de tempo e na qual possa distinguir o que é viável do que não o é viável ao seu estudo, sem a necessidade de compra do equipamento.

Com análise efectuada sobre o tipo de sistema solar estudado neste trabalho, verifiquei qual o impacto da radiação fornecida e os parâmetros que afectam o desempenho do colector solar térmico tubo de vácuo utilizado. Para a potência pretendida de 10 KW e fazendo o ciclo a operar com o tipo de fluido R-245fa, quais as melhores condições de funcionamento, a área e a quantidade de colectores necessários e, qual seria o payback do investimento com os respectivos colectores mediante a sua implementação.

6.2 Trabalhos futuros

No âmbito do trabalho realizado, melhorias acrescidas poderiam ser feitas tanto ao nível do modelo e programa computacional como da análise realizado para o tema em estudo.

No modelo e programa computacional poder-se-á implementar as seguintes melhorias:

- A presente interface gráfica poderia ser dividida em várias interfaces, uma para inserir os dados, outra para visualizar os outputs, uma para o esquema gráfico do sistema, outra com opções de selecção dos vários métodos existentes de otimizar a eficiência do ciclo e uma programada para efectuar de forma automática a análise económica;
- Implementar uma barra de ferramentas com os botões de guardar, imprimir e ajuda, que permita ao usuário aprender a utilizar o programa;
- Criar uma opção para otimizar parâmetros que levem ao rendimento máximo, fornecendo a possibilidade ao utilizador de omitindo alguns inputs e introduzindo os outputs desejados, o programa fornece quais os inputs a que o sistema deva funcionar;
- Implementar uma análise exergética e termoeconómica;

Com base na pesquisa realizada sobre o assunto tratado ao longo deste trabalho, a análise efectuada para tal poderia ser acrescida de algumas melhorias, mediante as seguintes sugestões:

- Realizar uma análise de sensibilidade sobre o mesmo sistema, perante outros tipos de fluidos, outros tipos de colectores e com dados de radiação solar de outros locais;
- Aplicar outros métodos de otimizar a eficiência do sistema, por exemplo implementar o ciclo ORC com reaquecimento ou regeneração;
- Efectuar uma análise económica para as sugestões acima mencionadas e afectada com, todos os custos inerentes ao sistema solar ORC, com cashflows e os devidos parâmetros de análise da viabilidade de projectos, VAL e TIR;

Bibliografia

Alves, P. D. *Tabelas Termodinâmicas do fluido R-234fa*.

Angelino, G., & Invernizzi, C. (2003). Experimental investigation on the thermal stability of some new zero ODP refrigerants. *International Journal of Refrigeration*, 26, 51-58.

Astolfi, M., Xodo, L., Romano, M. C., & Macchi, E. (2011). Technical and economical analysis of a solar-geothermal hybrid plant based on. *Geothermics*, 40, 58-68.

Çengel, Y. A. (2006). *Heat and Mass Transfer: A practical approach* (3 ed.). Singapore.: McGraw-Hill.

Çengel, Y. A., & Boles, M. A. (2007). *Termodinâmica* (5 ed.). São Paulo: McGraw-Hill.

Dai, Y., Wang, J., & Gao, L. (2009). Parametric optimization and comparative study of organic Rankine cycle (ORC). *Energy Conversion and Management*, 50, 576-582.

Dai, Y., Wang, J., & Gao, L. (576-582). Parametric optimization and comparative study of organic Rankine cycle (ORC). *Energy Conversion and Management*, 50, 2009.

Decreto - Lei nº363/2007. (2 de Novembro de 2007). Ministério da Economia e Inovação. Diário da República, 1ª Série - Nº211.

Decreto-Lei nº118-A/2010. (25 de Outubro de 2010). Ministério da Economia, da Inovação e do Desenvolvimento. Diário da República, 1ª série - Nº207.

Delgado-Torres, A. M., & Rodríguez, L. G. (2010). Analysis and optimization of the low-temperature solar organic Rankine cycle (ORC). *Energy Conversion and Management*, 51, 2846-2856.

Deliberação nº01/2011. (s.d.). Fixação Excepcional da tarifa social de gás natural do ano gás 2011-2012. Entidade Reguladora dos Serviços Energéticos.

Deliberação nº01/2011. (s.d.). Fixação Excepcional da tarifa social de gás natural do ano gás 2011-2012. Entidade Reguladora dos Serviços Energéticos.

Fialho, P. *Dados de radiação bruta incidente na ilha Terceira*. Green Islands Azores Project.

Grebenkov, A. J., & Beliyera, O. V. (30 de Setembro de 2004). Thermophysical properties of R245fa. p. 110.

Hahn, B., & Valentine, D. T. (2007). *Essencial Matlab for Engineers and Scientists* (3 ed.). Oxford: Elsevier.

Hanselman, D., & Littlefield, B. (2005). *Mastering Matlab 7*. New Jersey: Pearson Prentice Hall.

Larjola, J. (1995). Electricity from industrial waste heat using high-speed organic. *Int. J. Production Economics*, 41, 227-235.

Madhawa, H., & H., D. (2007). Optimum design criteria for an organic Rankine cycle using low-temperature geothermal heat source. *Energy*, 32, 1698-1706.

Matlab R2008a, v. 7.

Mills, D. (2004). Advances in solar thermal electricity technology. *Solar Energy*, 76, 19–31.

Morais, V., & Vieira, C. (2006). *Matlab 7&6 : Curso Completo* (3ª ed.). Lisboa: FCA.

Moran, M. J., & Shapiro, H. N. (2010). *Fundamentals of Engineering Thermodynamics* (6 ed.). Asia: John Wiley & Sons.

Nafey, A. S., & Sharaf, M. A. (2010). Combined solar organic Rankine cycle with reverse osmosis desalination process. *Renewable Energy*, 35, 2571-2580.

Nova legislação microgeração. (s.d.). Obtido em 17 de Outubro de 2011, de enerwise.pt: <http://www.enerwise.pt/index.php?id=21>

Quoilin, S., & Declaye, S. (2011). Thermo-economic optimization of waste heat recovery Organic Rankine Cycles. *Applied Thermal Engineering*, 31, 2885-2893.

Quoilin, S., Orosz, M., Hemond, H., & Lemort, V. (2011). Performance and design optimization of a low-cost solar. *Solar Energy*, 85, 955–966.

Rayegan, R. Y. (2011). A procedure to select working fluids for Solar Organic Rankine Cycles (ORCs). *Renewable Energy*, 36, 659-670.

Rodrígueza, L. G., & Gálvez, J. B. (2007). Solar-heated Rankine cycles for water and electricity. *Desalination*, 212, 311–318.

Roy, J. P., Mishra, M. K., & Misra, A. (2011). Performance analysis of an Organic Rankine Cycle with superheating under. *Applied Energy*, xxx, xxx–xxx.

Sacoman, M. A., Chueiri, V. M., & Gonçalves, E. M. (2006). CICLOS DE RANKINE – UMA FERRAMENTA COMPUTACIONAL. *Anais do XXXIV COBENGE. Passo Fundo: Ed. Universidade de Passo Fundo*, 85, 7515-371-4.

Saleh, B., Koglbauer, & Gerald. (2007). Working fluids for low-temperature organic Rankine cycles. *Energy*, 32, 1210-1221.

Santos, J. (2008). *Estudos de Sistemas solares térmicos, Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica*. Universidade do Porto, Portugal.

Schuster, A., Karellas, S., & Aumann, R. (2010). Efficiency optimization potential in supercritical Organic Rankine Cycles. *Energy*, 35, 1033–1039.

Schuster, A., Karellas, S., Kakaras, E., & Spliethoff, H. (2009). Energetic and economic investigation of Organic Rankine Cycle applications. *Applied Thermal Engineering* , 29, 1809–1817.

Stine, W. B., & Harrigan, R. W. (1985). Solar Energy Fundamentals and Design. *John Wiley and Sons , Inc.*, 297.

TZ58-1800. (23 de Março de 2007). Collector test according to EN 12975-1,2 :2006. p. 30.

Wang, X. D., & Zhao, L. (2009). Analysis of zeotropic mixtures used in low- temperature solar Rankine cycles for power generation. *Solar Energy* , 83, 605-613.

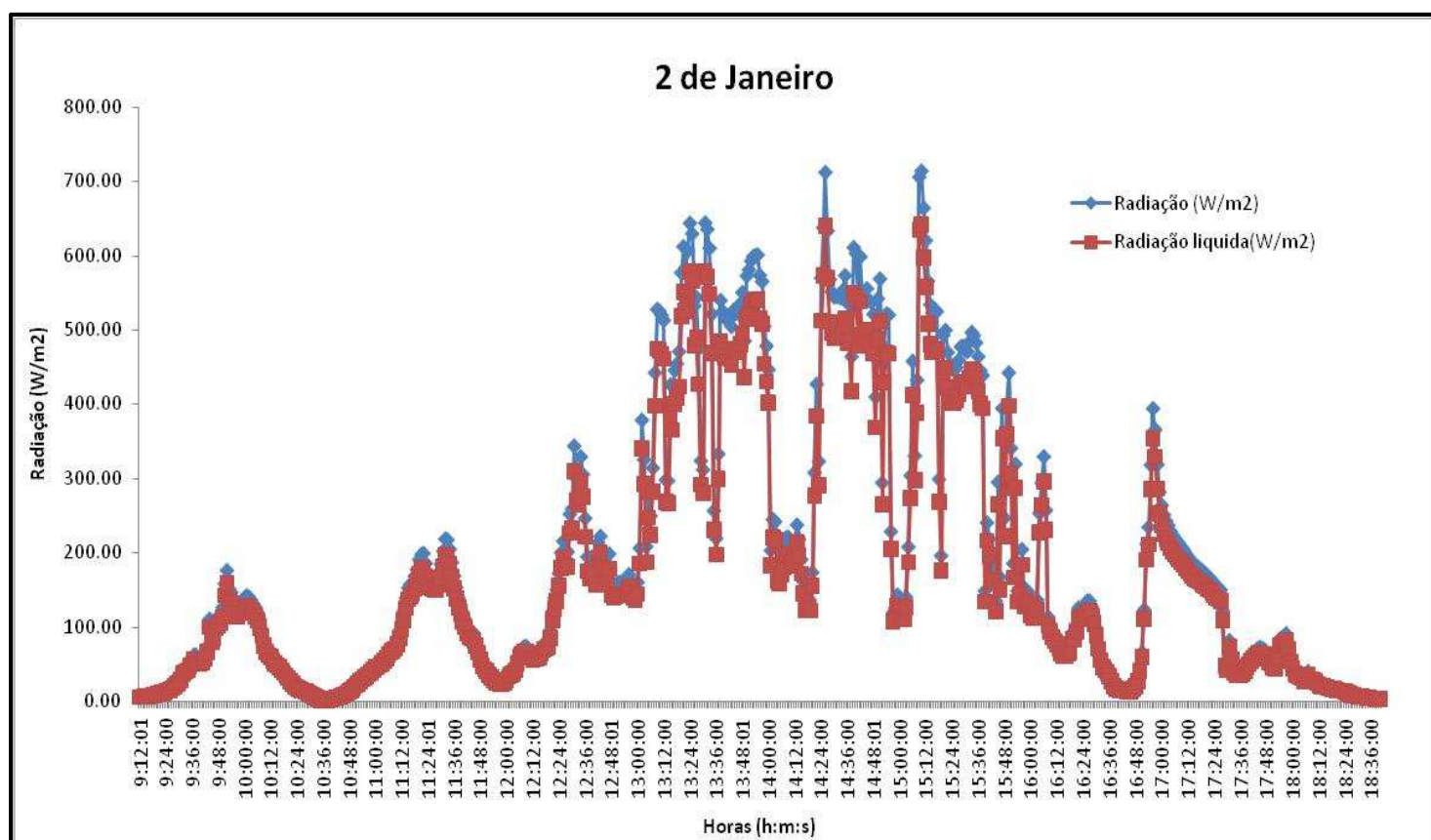
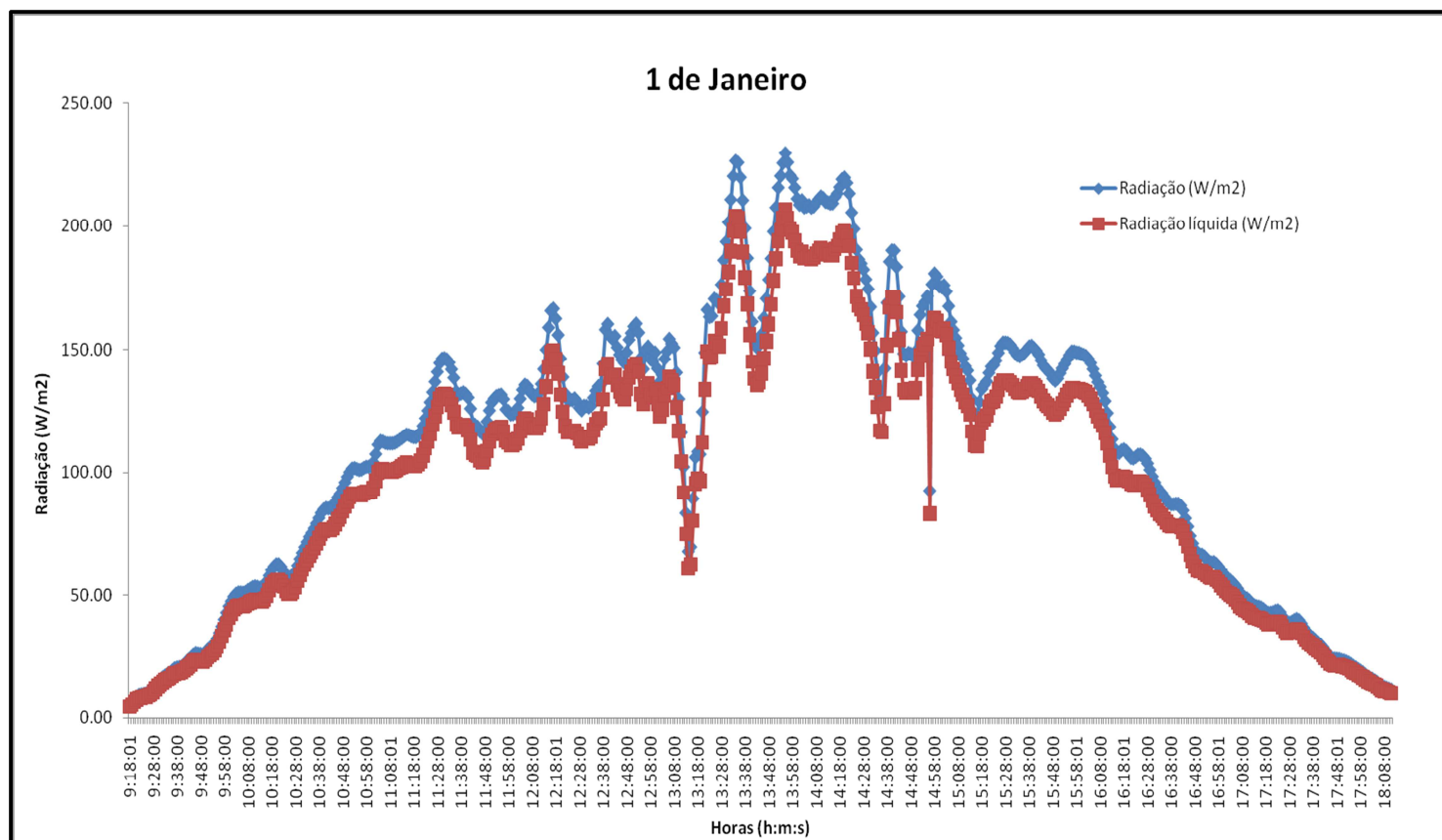
Wang, X. D., Zhao, L., & Wang, J. L. (2011). Experimental investigation on the low-temperature solar Rankine cycle. *Energy Conversion and Management* , 52 , 946–952.

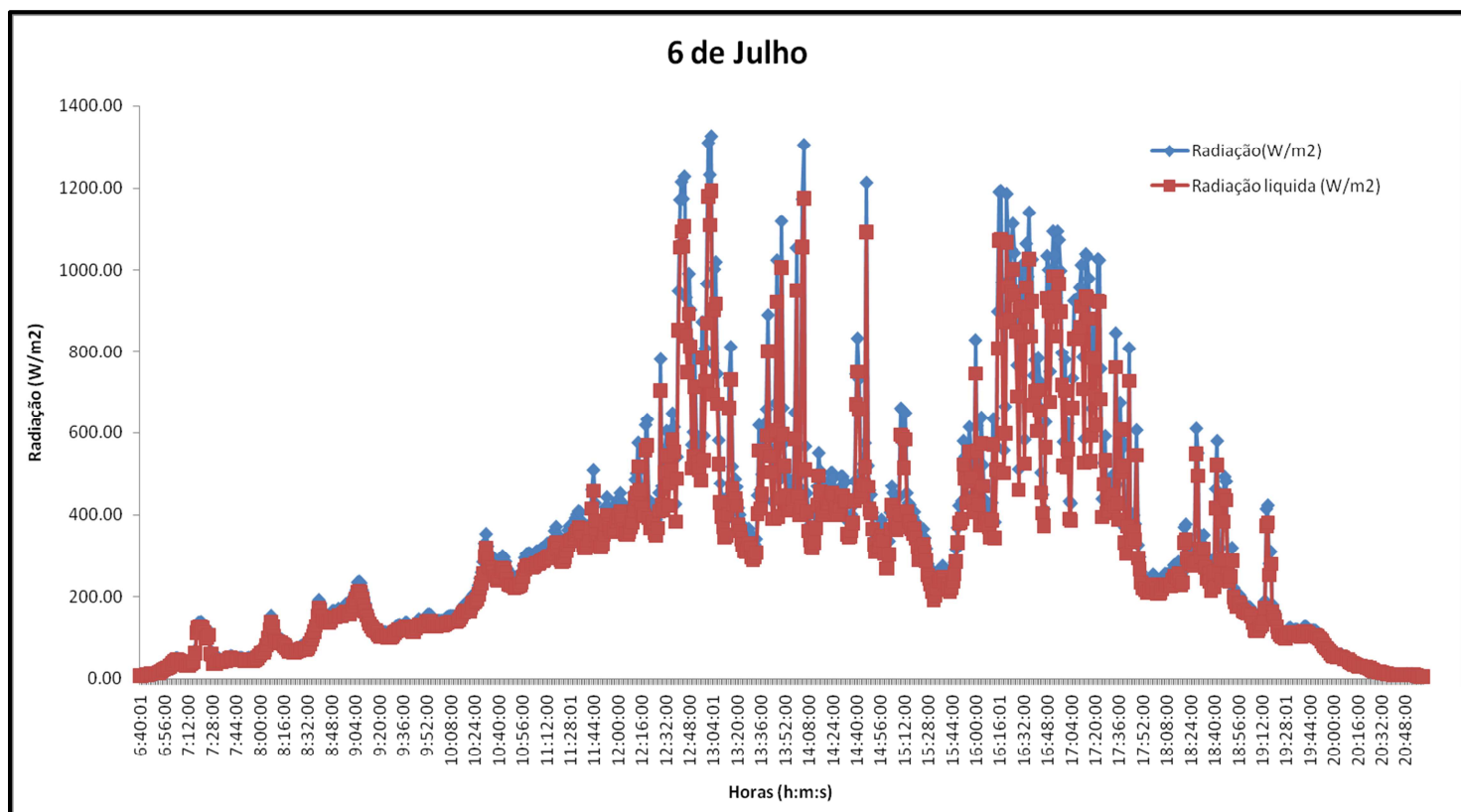
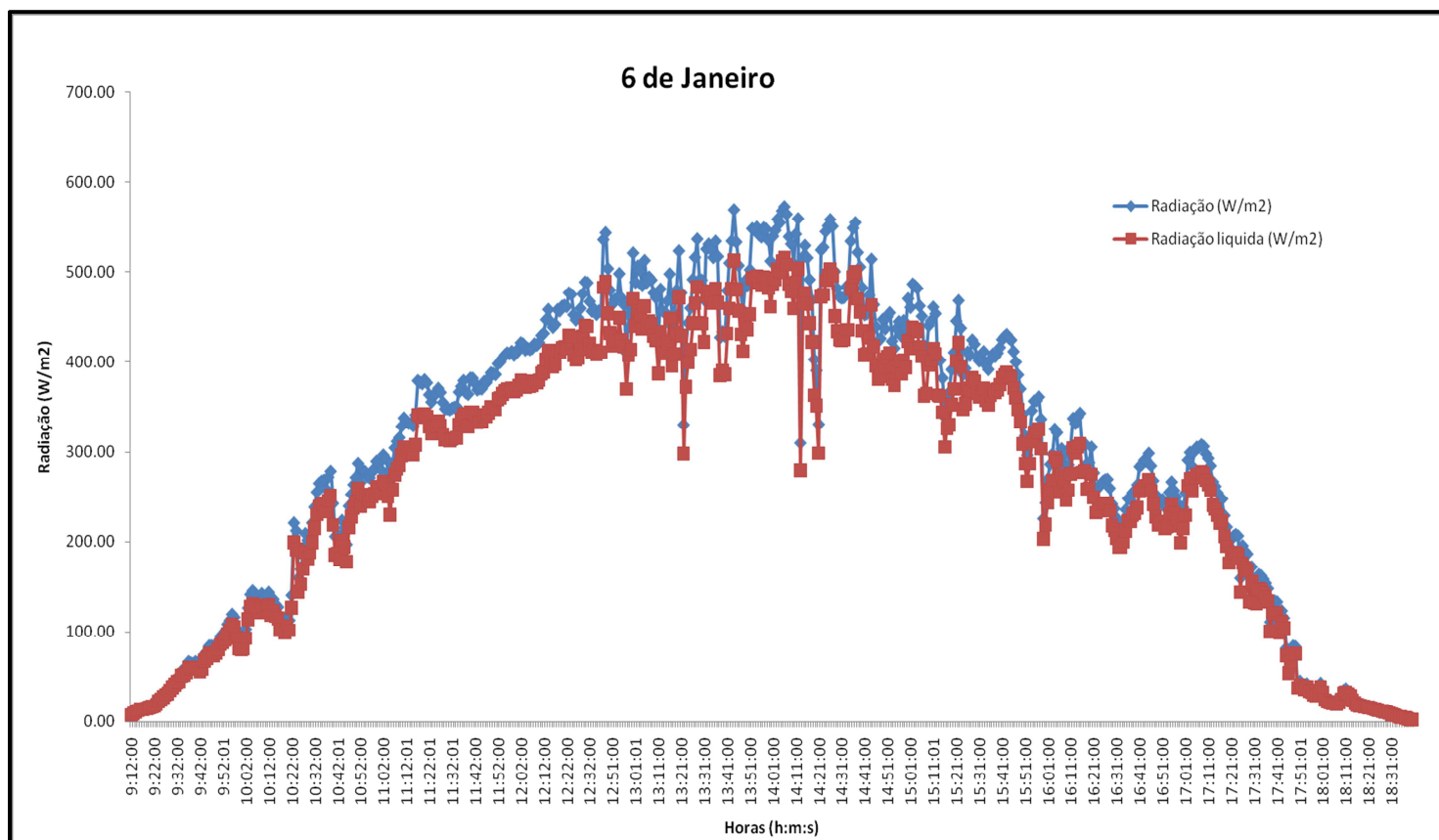
Wang, X. D., Zhao, L., & Wang, J. L. (2010). Performance evaluation of a low-temperature solar Rankine. *Solar Energy* , 84 , 353–364.

Yamaguchi, H., Zhang, X. R., & Fujima, K. (2006). Solar energy powered Rankine cycle using supercritical CO₂. *Applied Thermal Engineering* , 26 , 2345–2354.

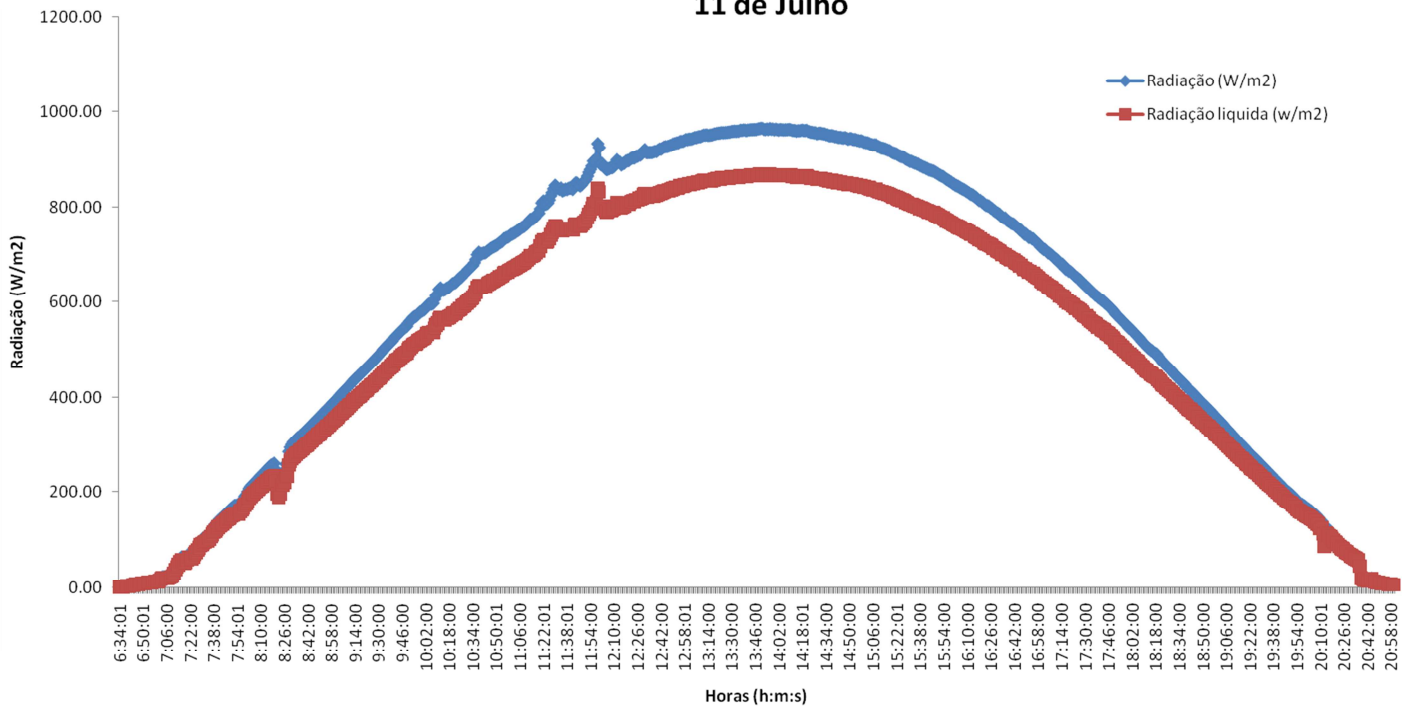
Anexos

Anexo I : Radiação solar bruta vs Radiação solar líquida





11 de Julho



Anexo II: Interfaces gráficas do programa para os diversos casos

Caso 1 - 1 Janeiro

Colector

Input

Radiação

229.52

W/m2

Area do colector

1.77

m2

Absorção

95

%

Emissão

5

%

Eficiencia optica do colector

73.4

%

a_1

1.529

W/m2.K

a_2

0.0166

W/m2.K

Temperatura ambiente

15

°C

Temperatura à entrada do colector

40

°C

Temperatura à saída do colector

95

°C

Pressão de operação

6

bar

Output

Eficiencia do colector

12.4

%

Q_{in}

0.0256

kW

Massa_col

0.000111

kg/s

h(in)

168

kJ/kg

h(out)

398

kJ/kg

Radiação

0.207

kW/m2

Tipo de fluido

fluido orgânico r245fa

Dados de entrada_ciclo ORC

Temperatura a saída da caldeira

80

°C

Pressão a saída da caldeira

700

KPa

Pressão à entrada condensador

300

KPa

Temperatura à saída do condensador

30

°C

Potencia pretendida

10

kW

Eficiência da turbina

75

%

Eficiência da bomba

75

%

Caldeira

U

0.250

W/m2.°C

Output

Pinch

12.2

°C

Area

0.00837

m2

Condensador

Input

T_{in}

20

°C

T_{out}

36

°C

U

0.250

W/m2.°C

cp

4.1788

kJ/kg.°C

Output

Pinch

5.83-10.21

°C

Area

0.00413+0.0

m2

m_{arref}

0.000363

kg/s

Output

Estado	T (°C)	P (KPa)	v (m3/kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg.°C)
1	80	700	0.02659	316	0.9964
2	56.443	300	0.0628565	300.057	0.9964
3	30	300	0.000754717	89.89	0.336
4	30.181	700	0.00075387	90.2751	0.336

Area de colectores

59492.9

m2

NºColectores

33612

unid

Turbina

W1

11.9573

kJ/kg

Condensador

Q2

214.153

kJ/kg

Bomba

W2

0.513424

kJ/kg

m_{orc}

0.000113453

kg/s

Potência da turbina

0.00135659

kW

Potência do condensador

0.0242963

kW

Eficiencia Termica

5.0727

%

Back Work Ratio

4.29382

%

Trabalho liquido

11.4438

kJ/kg

Vapor quality

0

%

Calculate

Reset

Caso 1 - 2 Janeiro

Colector

Input

Radiação

713.91

W/m2

Area do colector

1.77

m2

Absorção

95

%

Emissão

5

%

Eficiencia optica do colector

73.4

%

a_1

1.529

W/m2.K

a_2

0.0166

W/m2.K

Temperatura ambiente

15

°C

Temperatura à entrada do colector

40

°C

Temperatura à saída do colector

95

°C

Pressão de operação

6

bar

Output

Eficiencia do colector

53.8

%

Qin

0.346

kW

Massa_col

0.0015

kg/s

h(in)

168

kJ/kg

h(out)

398

kJ/kg

Radiação

0.643

kW/m2

Tipo de fluido

fluido orgânico r245fa

Dados de entrada_ciclo ORC

Temperatura a saída da caldeira

80

°C

Pressão a saída da caldeira

700

KPa

Pressão à entrada condensador

300

KPa

Temperatura à saída do condensador

30

°C

Potencia pretendida

10

kW

Eficiência da turbina

75

%

Eficiência da bomba

75

%

Caldeira

U

0.250

W/m2.°C

Output

Pinch

12.2

°C

Area

0.113

m2

Condensador

Input

T_in

20

°C

T_out

36

°C

U

0.250

W/m2.°C

cp

4.1788

kJ/kg.°C

Output

Pinch

5.83-10.21

°C

Area

0.0558+0.09

m2

m_arref

0.00491

kg/s

Output

Estado	T (°C)	P(KPa)	v (m3/kg)	h (kJ/kg)	s(kJ/kg.°C)
1	80	700	0.02659	316.0	0.9964
2	56.443	300	0.0628565	300.057	0.9964
3	30	300	0.000754717	89.89	0.336
4	30.181	700	0.00075387	90.2751	0.336

Área de colectores

1015.04

m2

NºColectores

574

unid

Turbina

W1

11.9573

kJ/kg

Condensador

Q2

214.153

kJ/kg

Bomba

W2

0.513424

kJ/kg

m_orc

0.00153186

kg/s

Potência da turbina

0.0183169

kW

Potência do condensador

0.328052

kW

Eficiencia Termica

5.0727

%

Back Work Ratio

4.29382

%

Trabalho liquido

11.4438

kJ/kg

Vapor quality

0

%

Calculate

Reset

Caso 1 – 6 Janeiro

Colector

Input

Radiação

572.85

W/m2

Area do colector

1.77

m2

Absorção

95

%

Emissão

5

%

Efficiencia optica do colector

73.4

%

a₁

1.529

W/m2.K

a₂

0.0166

W/m2.K

Temperatura ambiente

15

°C

Temperatura à entrada do colector

40

°C

Temperatura à saída do colector

95

°C

Pressão de operação

6

bar

Output

Efficiencia do colector

49

%

Q_{in}

0.252

kW

Massa_col

0.0011

kg/s

h(in)

168

kJ/kg

h(out)

398

kJ/kg

Radiação

0.516

kW/m2

Tipo de fluido

fluido orgânico r245fa

Dados de entrada_ciclo ORC

Temperatura a saída da caldeira

80

°C

Pressao a saída da caldeira

700

KPa

Pressao à entrada condensador

300

KPa

Temperatura à saída do condensador

30

°C

Potencia pretendida

10

kW

Efficiência da turbina

75

%

Efficiência da bomba

75

%

Caldeira

U

0.250

W/m2.°C

Output

Pinch

12.2

°C

Area

0.0826

m2

Condensador

Input

T_{in}

20

°C

T_{out}

36

°C

U

0.250

W/m2.°C

cp

4.1788

kJ/kg.°C

Output

Pinch

5.83-10.21

°C

Area

0.0407+0.07

m2

m_{arref}

0.00358

kg/s

Output

Estado	T (°C)	P(KPa)	v (m3/kg)	h (kJ/kg)	s(kJ/kg.°C)
1	80	700	0.02659	316	0.9964
2	56.443	300	0.0628565	300.057	0.9964
3	30	300	0.000754717	89.89	0.336
4	30.181	700	0.00075387	90.2751	0.336

Área de colectores

1526.9

m2

NºColectores

863

unid

Turbina

W1

11.9573

kJ/kg

Condensador

Q2

214.153

kJ/kg

Bomba

W2

0.513424

kJ/kg

m_{orc}

0.0011188

kg/s

Potência da turbina

0.0133778

kW

Potência do condensador

0.239595

kW

Efficiencia Termica

5.0727

%

Back Work Ratio

4.29382

%

Trabalho liquido

11.4438

kJ/kg

Vapor quality

0

%

Calculate

Reset

Caso 1 – 6 Julho

Colector

Input

Radiação

1327.33

W/m2

Area do colector

1.77

m2

Absorção

95

%

Emissão

5

%

Eficiencia optica do colector

73.4

%

a_1

1.529

W/m2.K

a_2

0.0166

W/m2.K

Temperatura ambiente

20

°C

Temperatura à entrada do colector

40

°C

Temperatura à saída do colector

95

°C

Pressão de operação

6

bar

Output

Eficiencia do colector

64.2

%

Q_{in}

0.767

kW

Massa_col

0.00333

kg/s

h(in)

168

kJ/kg

h(out)

398

kJ/kg

Radiação

1.19

kW/m2

Tipo de fluido

fluido orgânico r245fa

Dados de entrada_ciclo ORC

Temperatura a saída da caldeira

80

°C

Pressao a saída da caldeira

700

KPa

Pressao à entrada condensador

300

KPa

Temperatura à saída do condensador

30

°C

Potencia pretendida

10

kW

Eficiência da turbina

75

%

Eficiência da bomba

75

%

Caldeira

U

0.250

w/m2.°C

Output

Pinch

12.2

°C

Area

0.251

m2

Condensador

Input

T_{in}

20

°C

T_{out}

36

°C

U

0.250

w/m2.°C

cp

4.1788

kJ/kg.°C

Output

Pinch

5.83-10.2i

°C

Area

0.124+0.216

m2

m_{arref}

0.0109

kg/s

Output

Estado	T (°C)	P(KPa)	v (m3/kg)	h (kJ/kg)	s(kJ/kg.°C)
1	80	700	0.02659	316	0.9964
2	56.443	300	0.0628565	300.057	0.9964
3	30	300	0.000754717	89.89	0.336
4	30.181	700	0.00075387	90.2751	0.336

Área de colectores

383.364

m2

NºColectores

217

unid

Turbina

W1

11.9573

kJ/kg

Condensador

Q2

214.153

kJ/kg

Bomba

W2

0.513424

kJ/kg

m_{orc}

0.00339878

kg/s

Potência da turbina

0.0406401

kW

Potência do condensador

0.727858

kW

Eficiencia Termica

5.0727

%

Back Work Ratio

4.29382

%

Trabalho liquido

11.4438

kJ/kg

Vapor quality

0

%

Calculate

Reset

Caso 1 – 11 Julho

Colector

Input

Radiação

965.62

W/m2

Area do colector

1.77

m2

Absorção

95

%

Emissão

5

%

Eficiencia optica do colector

73.4

%

a_1

1.529

W/m2.K

a_2

0.0166

W/m2.K

Temperatura ambiente

20

°C

Temperatura à entrada do colector

40

°C

Temperatura à saída do colector

95

°C

Pressão de operação

6

bar

Output

Eficiencia do colector

60.7

%

Q_{in}

0.528

kW

Massa_col

0.00229

kg/s

h(in)

168

kJ/kg

h(out)

398

kJ/kg

Radiação

0.869

kW/m2

Tipo de fluido

fluido orgânico r245fa

Dados de entrada_ciclo ORC

Temperatura a saída da caldeira

80

°C

Pressao a saída da caldeira

700

KPa

Pressao à entrada condensador

300

KPa

Temperatura à saída do condensador

30

°C

Potencia pretendida

10

kW

Eficiência da turbina

75

%

Eficiência da bomba

75

%

Caldeira

U

0.250

W/m2.°C

Output

Pinch

12.2

°C

Area

0.173

m2

Condensador

Input

T_{in}

20

°C

T_{out}

36

°C

U

0.250

W/m2.°C

cp

4.1788

kJ/kg.°C

Output

Pinch

5.83-10.2i

°C

Area

0.0852+0.14

m2

m_{arref}

0.00749

kg/s

Output

Estado	T (°C)	P(KPa)	v (m3/kg)	h (kJ/kg)	s(kJ/kg.°C)
1	80	700	0.02659	316	0.9964
2	56.443	300	0.0628565	300.057	0.9964
3	30	300	0.000754717	89.89	0.336
4	30.181	700	0.00075387	90.2751	0.336

Área de colectores

588.571

m2

NºColectores

333

unid

Turbina

W1

11.9573

kJ/kg

Condensador

Q2

214.153

kJ/kg

Bomba

W2

0.513424

kJ/kg

m_{orc}

0.00233961

kg/s

Potência da turbina

0.0279753

kW

Potência do condensador

0.501033

kW

Eficiencia Termica

5.0727

%

Back Work Ratio

4.29382

%

Trabalho liquido

11.4438

kJ/kg

Vapor quality

0

%

Calculate

Reset

Caso 2 – 1 Janeiro

Colector

Input

Radição W/m2
Area do colector m2
Absorção %
Emissão %
Eficiência optica do colector %
a_1 W/m2.K
a_2 W/m2.K
Temperatura ambiente °C
Temperatura à entrada do colector °C
Temperatura à saída do colector °C
Pressão de operação bar

Output

Eficiência do colector %
Q_{in} kW
Massa_col kg/s
h(in) kJ/kg
h(out) kJ/kg
Radiação kW/m2

Tipo de fluido

fluido orgânico r245fa

Dados de entrada_ciclo ORC

Temperatura a saída da caldeira °C
Pressão a saída da caldeira KPa
Pressão à entrada condensador KPa
Temperatura à saída do condensador °C
Potência pretendida kW
Eficiência da turbina %
Eficiência da bomba %

Caldeira

U w/m2.°C

Output

Pinch °C
Area m2

Condensador

Input

T_{in} °C
T_{out} °C
U w/m2.°C
cp kJ/kg.°C

Output

Pinch °C
Area m2
m_{arref} kg/s

Output

Estado	T (°C)	P(KPa)	v (m3/kg)	h (kJ/kg)	s(kJ/kg.°C)
1	<input type="text" value="80"/>	<input type="text" value="700"/>	<input type="text" value="0.02659"/>	<input type="text" value="316.0"/>	<input type="text" value="0.9964"/>
2	<input type="text" value="46.25"/>	<input type="text" value="200"/>	<input type="text" value="0.0934025"/>	<input type="text" value="292.443"/>	<input type="text" value="0.9964"/>
3	<input type="text" value="30"/>	<input type="text" value="200"/>	<input type="text" value="0.000754717"/>	<input type="text" value="89.89"/>	<input type="text" value="0.336"/>
4	<input type="text" value="30.181"/>	<input type="text" value="700"/>	<input type="text" value="0.00075387"/>	<input type="text" value="90.2751"/>	<input type="text" value="0.336"/>

Área de colectores m2

NºColectores unid

Turbina

Condensador

Bomba

m_orc

Potência da turbina

Potência do condensador

W1

Q2

W2

kJ/kg

kJ/kg

kJ/kg

kg/s

kW

kW

Eficiência Termica %

Back Work Ratio %

Trabalho liquido kJ/kg

Vapor quality %

Calculate

Reset

Caso 2 – 2 Janeiro

Colector

Input

Radiação

713.91

W/m2

Area do colector

1.77

m2

Absorção

95

%

Emissão

5

%

Efficiencia optica do colector

73.4

%

a_1

1.529

W/m2.K

a_2

0.0166

W/m2.K

Temperatura ambiente

15

°C

Temperatura à entrada do colector

40

°C

Temperatura à saída do colector

95

°C

Pressão de operação

6

bar

Output

Efficiencia do colector

53.8

%

Q_{in}

0.346

kW

Massa_col

0.0015

kg/s

h(in)

168

kJ/kg

h(out)

398

kJ/kg

Radiação

0.643

kW/m2

Tipo de fluido

fluido orgânico r245fa

Dados de entrada_ciclo ORC

Temperatura a saída da caldeira

80

°C

Pressao a saída da caldeira

700

KPa

Pressao à entrada condensador

200

KPa

Temperatura à saída do condensador

30

°C

Potencia pretendida

10

kW

Efficiência da turbina

75

%

Efficiência da bomba

75

%

Caldeira

U

0.250

W/m2.°C

Output

Pinch

12.2

°C

Area

0.113

m2

Condensador

Input

T_{in}

20

°C

T_{out}

36

°C

U

0.250

W/m2.°C

cp

4.1788

kJ/kg.°C

Output

Pinch

3.95-8.41i

°C

Area

0.0585+0.12

m2

m_{arref}

0.00478

kg/s

Output

Estado	T (°C)	P(KPa)	v (m3/kg)	h (kJ/kg)	s(kJ/kg.°C)
1	80	700	0.02659	316	0.9964
2	46.25	200	0.0934025	292.443	0.9964
3	30	200	0.000754717	89.89	0.336
4	30.181	700	0.00075387	90.2751	0.336

Turbina

vV1

17.6681

kJ/kg

Condensador

Q2

208.442

kJ/kg

Bomba

vV2

0.513424

kJ/kg

m_{orc}

0.00153186

kg/s

Potência da turbina

0.0270651

kW

Potência do condensador

0.319304

kW

Area de colectores

686.948

m2

NºColectores

389

unid

Efficiencia Termica

7.60415

%

Back Work Ratio

2.90593

%

Trabalho liquido

17.1547

kJ/kg

Vapor quality

0

%

Calculate

Reset

Caso 2 – 6 Janeiro

Colector

Input

Radiação

572.85

W/m2

Area do colector

1.77

m2

Absorção

95

%

Emissão

5

%

Efficiencia optica do colector

73.4

%

a_1

1.529

W/m2.K

a_2

0.0166

W/m2.K

Temperatura ambiente

15

°C

Temperatura à entrada do colector

40

°C

Temperatura à saída do colector

95

°C

Pressão de operação

6

bar

Output

Efficiencia do colector

49

%

Q_{in}

0.252

kW

Massa_col

0.0011

kg/s

h(in)

168

kJ/kg

h(out)

398

kJ/kg

Radiação

0.516

kW/m2

Tipo de fluido

fluido orgânico r245fa

Dados de entrada_ciclo ORC

Temperatura a saída da caldeira

80

°C

Pressão a saída da caldeira

700

KPa

Pressão à entrada condensador

200

KPa

Temperatura à saída do condensador

30

°C

Potencia pretendida

10

kW

Efficiencia da turbina

75

%

Efficiencia da bomba

75

%

Caldeira

U

0.250

W/m2.°C

Output

Pinch

12.2

°C

Area

0.0826

m2

Condensador

Input

T_{in}

20

°C

T_{out}

36

°C

U

0.250

W/m2.°C

cp

4.1788

kJ/kg.°C

Output

Pinch

3.95-8.411

°C

Area

0.0427+0.09

m2

m_{arref}

0.00349

kg/s

Output

Estado	T (°C)	P(KPa)	v (m3/kg)	h (kJ/kg)	s(kJ/kg.°C)
1	80	700	0.02659	316	0.9964
2	46.25	200	0.0934025	292.443	0.9964
3	30	200	0.000754717	89.89	0.336
4	30.181	700	0.00075387	90.2751	0.336

Area de colectores

1033.36

m2

NºColectores

584

unid

Turbina

W1

17.6681

kJ/kg

Condensador

Q2

208.442

kJ/kg

Bomba

W2

0.513424

kJ/kg

m_{orc}

0.0011188

kg/s

Potência da turbina

0.0197672

kW

Potência do condensador

0.233206

kW

Efficiencia Termica

7.60415

%

Back Work Ratio

2.90593

%

Trabalho liquido

17.1547

kJ/kg

Vapor quality

0

%

Calculate

Reset

Caso 2 – 6 Julho

Colector

Input

Radiação

1327.33

W/m2

Area do colector

1.77

m2

Absorção

95

%

Emissão

5

%

Efficiencia optica do colector

73.4

%

a_1

1.529

W/m2.K

a_2

0.0166

W/m2.K

Temperatura ambiente

20

°C

Temperatura à entrada do colector

40

°C

Temperatura à saída do colector

95

°C

Pressão de operação

6

bar

Output

Efficiencia do colector

64.2

%

Q_{in}

0.767

kW

Massa_col

0.00333

kg/s

h(in)

168

kJ/kg

h(out)

398

kJ/kg

Radiação

1.19

kW/m2

Tipo de fluido

fluido orgânico r245fa

Dados de entrada_ciclo ORC

Temperatura a saída da caldeira

80

°C

Pressao a saída da caldeira

700

KPa

Pressao à entrada condensador

200

KPa

Temperatura à saída do condensador

30

°C

Potencia pretendida

10

kW

Efficiencia da turbina

75

%

Efficiencia da bomba

75

%

Caldeira

U

0.250

W/m2.°C

Output

Pinch

12.2

°C

Area

0.251

m2

Condensador

Input

T_{in}

20

°C

T_{out}

36

°C

U

0.250

W/m2.°C

cp

4.1788

kJ/kg.°C

Output

Pinch

3.95-8.41i

°C

Area

0.13+0.276i

m2

m_{arref}

0.0106

kg/s

Output

Estado	T (°C)	P(KPa)	v (m3/kg)	h (kJ/kg)	s(kJ/kg.°C)
1	80	700	0.02659	316	0.9964
2	46.25	200	0.0934025	292.443	0.9964
3	30	200	0.000754717	89.89	0.336
4	30.181	700	0.00075387	90.2751	0.336

Turbina

W1

17.6681

kJ/kg

Condensador

Q2

208.442

kJ/kg

Bomba

W2

0.513424

kJ/kg

m_{orc}

0.00339878

kg/s

Potência da turbina

0.0600501

kW

Potência do condensador

0.708448

kW

Area de colectores

259.449

m2

NºColectores

147

unid

Efficiencia Termica

7.60415

%

Back Work Ratio

2.90593

%

Trabalho liquido

17.1547

kJ/kg

Vapor quality

0

%

Calculate

Reset

Caso 2 – 11 Julho

Colector

Input

Radiação

965.62

W/m2

Area do colector

1.77

m2

Absorção

95

%

Emissão

5

%

Efficiencia optica do colector

73.4

%

a_1

1.529

W/m2.K

a_2

0.0166

W/m2.K

Temperatura ambiente

20

°C

Temperatura à entrada do colector

40

°C

Temperatura à saída do colector

95

°C

Pressão de operação

6

bar

Output

Efficiencia do colector

60.7

%

Q_{in}

0.528

kW

Massa_col

0.00229

kg/s

h(in)

168

kJ/kg

h(out)

398

kJ/kg

Radiação

0.869

kW/m2

Tipo de fluido

fluido orgânico r245fa

Dados de entrada_ciclo ORC

Temperatura a saída da caldeira

80

°C

Pressao a saída da caldeira

700

KPa

Pressao à entrada condensador

200

KPa

Temperatura à saída do condensador

30

°C

Potencia pretendida

10

kW

Efficiência da turbina

75

%

Efficiência da bomba

75

%

Caldeira

U

0.250

w/m2.°C

Output

Pinch

12.2

°C

Area

0.173

m2

Condensador

Input

T_{in}

20

°C

T_{out}

36

°C

U

0.250

w/m2.°C

cp

4.1788

kJ/kg.°C

Output

Pinch

3.95-8.411

°C

Area

0.0893+0.19

m2

m_{arref}

0.00729

kg/s

Output

Estado	T (°C)	P(KPa)	v (m3/kg)	h (kJ/kg)	s(kJ/kg.°C)
1	80	700	0.02659	316	0.9964
2	46.25	200	0.0934025	292.443	0.9964
3	30	200	0.000754717	89.89	0.336
4	30.181	700	0.00075387	90.2751	0.336

Área de colectores

398.327

m2

NºColectores

226

unid

Turbina

W1

17.6681

kJ/kg

Condensador

Q2

208.442

kJ/kg

Bomba

W2

0.513424

kJ/kg

m_{orc}

0.00233961

kg/s

Potência da turbina

0.0413365

kW

Potência do condensador

0.487672

kW

Efficiencia Termica

7.60415

%

Back Work Ratio

2.90593

%

Trabalho liquido

17.1547

kJ/kg

Vapor quality

0

%

Calculate

Reset

Caso 3- 2 Janeiro

Colector

Input

Radiação

713.91

W/m2

Area do colector

1.77

m2

Absorção

95

%

Emissão

5

%

Eficiencia optica do colector

73.4

%

a_1

1.529

W/m2.K

a_2

0.0166

W/m2.K

Temperatura ambiente

15

°C

Temperatura à entrada do colector

40

°C

Temperatura à saída do colector

158

°C

Pressão de operação

6

bar

Output

Eficiencia do colector

35.2

%

Q_{in}

0.226

kW

Massa_col

0.000453

kg/s

h(in)

168

kJ/kg

h(out)

667

kJ/kg

Radiação

0.643

kW/m2

Tipo de fluido

fluido orgânico r245fa

Dados de entrada_ciclo ORC

Temperatura a saída da caldeira

153

°C

Pressão a saída da caldeira

1650

KPa

Pressão à entrada condensador

300

KPa

Temperatura à saída do condensador

30

°C

Potencia pretendida

10

kW

Eficiência da turbina

75

%

Eficiência da bomba

75

%

Caldeira

U

0.250

w/m2.°C

Output

Pinch

7.01

°C

Area

0.129

m2

Condensador

Input

T_{in}

20

°C

T_{out}

36

°C

U

0.250

w/m2.°C

cp

4.1788

kJ/kg.°C

Output

Pinch

14.3-16.9i

°C

Area

0.024+0.028

m2

m_{arref}

0.00308

kg/s

Output

Estado	T (°C)	P(KPa)	v (m3/kg)	h (kJ/kg)	s(kJ/kg.°C)
1	153	1650	0.01313	387.329	1.13472
2	105.117	300	0.074637	348.961	1.13472
3	30	300	0.000754717	89.89	0.336
4	30.5	1650	0.000751204	91.6833	0.336

Área de colectores

1289.32

m2

NºColectores

729

unid

Turbina

W1

28.7762

kJ/kg

Condensador

Q2

268.663

kJ/kg

Bomba

W2

2.3911

kJ/kg

m_{orc}

0.000766124

kg/s

Potência da turbina

0.0220461

kW

Potência do condensador

0.205829

kW

Eficiencia Termica

8.94264

%

Back Work Ratio

8.30929

%

Trabalho liquido

26.3851

kJ/kg

Vapor quality

0

%

Calculate

Reset

Caso 3- 6 Janeiro

Colector

Input

Radiação

572.85

W/m2

Area do colector

1.77

m2

Absorção

95

%

Emissão

5

%

Eficiencia optica do colector

73.4

%

a_1

1.529

W/m2.K

a_2

0.0166

W/m2.K

Temperatura ambiente

15

°C

Temperatura à entrada do colector

40

°C

Temperatura à saída do colector

158

°C

Pressão de operação

6

bar

Output

Eficiencia do colector

25.8

%

Q_{in}

0.133

kW

Massa_col

0.000266

kg/s

h(in)

168

kJ/kg

h(out)

667

kJ/kg

Radiação

0.516

kW/m2

Tipo de fluido

fluido orgânico r245fa

Dados de entrada_ciclo ORC

Temperatura a saída da caldeira

153

°C

Pressao a saída da caldeira

1650

KPa

Pressao à entrada condensador

300

KPa

Temperatura à saída do condensador

30

°C

Potencia pretendida

10

kW

Eficiência da turbina

75

%

Eficiência da bomba

75

%

Caldeira

U

0.250

W/m2.°C

Output

Pinch

7.01

°C

Area

0.0758

m2

Condensador

Input

T_{in}

20

°C

T_{out}

36

°C

U

0.250

W/m2.°C

cp

4.1788

kJ/kg.°C

Output

Pinch

14.3-16.9i

°C

Area

0.0141+0.01

m2

m_{arref}

0.00181

kg/s

Output

Estado	T (°C)	P(KPa)	v (m3/kg)	h (kJ/kg)	s(kJ/kg.°C)
1	153	1650	0.01313	387.329	1.13472
2	105.117	300	0.074637	348.961	1.13472
3	30	300	0.000754717	89.89	0.336
4	30.5	1650	0.000751204	91.6833	0.336

Turbina

v_{v1}

28.7762

kJ/kg

Condensador

Q₂

268.663

kJ/kg

Bomba

v_{v2}

2.3911

kJ/kg

m_{orc}

0.000450296

kg/s

Potência da turbina

0.0129578

kW

Potência do condensador

0.120978

kW

Área de colectores

2994.75

m2

NºColectores

1692

unid

Eficiencia Termica

8.94264

%

Back Work Ratio

8.30929

%

Trabalho liquido

26.3851

kJ/kg

Vapor quality

0

%

Calculate

Reset

Caso 3- 6 Julho

Colector

Input

Radiação

1327.33

W/m2

Area do colector

1.77

m2

Absorção

95

%

Emissão

5

%

Efficiencia optica do colector

73.4

%

a_1

1.529

W/m2.K

a_2

0.0166

W/m2.K

Temperatura ambiente

20

°C

Temperatura à entrada do colector

40

°C

Temperatura à saída do colector

158

°C

Pressão de operação

6

bar

Output

Efficiencia do colector

54.6

%

Q_{in}

0.652

kW

Massa_{col}

0.00131

kg/s

h(in)

168

kJ/kg

h(out)

667

kJ/kg

Radiação

1.19

kW/m2

Tipo de fluido

fluido orgânico r245fa

Dados de entrada_ciclo ORC

Temperatura a saída da caldeira

153

°C

Pressao a saída da caldeira

1650

KPa

Pressao à entrada condensador

300

KPa

Temperatura à saída do condensador

30

°C

Potencia pretendida

10

kW

Efficiência da turbina

75

%

Efficiência da bomba

75

%

Output

Estado	T (°C)	P(KPa)	v (m3/kg)	h (kJ/kg)	s(kJ/kg.°C)
1	153	1650	0.01313	387.329	1.13472
2	105.117	300	0.074637	348.961	1.13472
3	30	300	0.000754717	89.89	0.336
4	30.5	1650	0.000751204	91.6833	0.336

Turbina

W1

28.7762

kJ/kg

Efficiencia Termica

8.94264

%

Condensador

Q2

268.663

kJ/kg

Back Work Ratio

8.30929

%

Bomba

W2

2.3911

kJ/kg

Trabalho liquido

26.3851

kJ/kg

m_{orc}

0.00221131

kg/s

Vapor quality

0

%

Potência da turbina

0.063633

kW

Potência do condensador

0.594097

kW

Caldeira

U

0.250

W/m2.°C

Output

Pinch

7.01

°C

Area

0.372

m2

Condensador

Input

T_{in}

20

°C

T_{out}

36

°C

U

0.250

W/m2.°C

cp

4.1788

kJ/kg.°C

Output

Pinch

14.3-16.9i

°C

Area

0.0692+0.08

m2

m_{arref}

0.00889

kg/s

Área de colectores

287.738

m2

NºColectores

163

unid

Calculate

Reset

Caso 3- 11 Julho

Colector

Input

Radiação

965.62

W/m2

Area do colector

1.77

m2

Absorção

95

%

Emissão

5

%

Efficiencia optica do colector

73.4

%

a_1

1.529

W/m2.K

a_2

0.0166

W/m2.K

Temperatura ambiente

20

°C

Temperatura à entrada do colector

40

°C

Temperatura à saída do colector

158

°C

Pressão de operação

6

bar

Output

Efficiencia do colector

47.6

%

Q_{in}

0.413

kW

Massa_col

0.000828

kg/s

h(in)

168

kJ/kg

h(out)

667

kJ/kg

Radiação

0.869

kW/m2

Tipo de fluido

fluido orgânico r245fa

Dados de entrada_ciclo ORC

Temperatura a saída da caldeira

153

°C

Pressao a saída da caldeira

1650

KPa

Pressao à entrada condensador

300

KPa

Temperatura à saída do condensador

30

°C

Potencia pretendida

10

kW

Efficiencia da turbina

75

%

Efficiencia da bomba

75

%

Output

Estado	T (°C)	P(KPa)	v (m3/kg)	h (kJ/kg)	s(kJ/kg.°C)
1	153	1650	0.01313	387.329	1.13472
2	105.117	300	0.074637	348.961	1.13472
3	30	300	0.000754717	89.89	0.336
4	30.5	1650	0.000751204	91.6833	0.336

Turbina

W1

28.7762

kJ/kg

Condensador

Q2

268.663

kJ/kg

Bomba

W2

2.3911

kJ/kg

m_orc

0.00140146

kg/s

Potência da turbina

0.0403285

kW

Potência do condensador

0.376519

kW

Area de colectores

521.151

m2

NºColectores

295

unid

Efficiencia Termica

8.94264

%

Back Work Ratio

8.30929

%

Trabalho liquido

26.3851

kJ/kg

Vapor quality

0

%

Caldeira

U

0.250

W/m2.°C

Output

Pinch

7.01

°C

Area

0.236

m2

Condensador

Input

T_{in}

20

°C

T_{out}

36

°C

U

0.250

W/m2.°C

cp

4.1788

kJ/kg.°C

Output

Pinch

14.3-16.9i

°C

Area

0.0438+0.05

m2

m_arref

0.00563

kg/s

Calculate

Reset

Caso 4- 2 Janeiro

Colector

Input

Radiação

713.91

W/m2

Area do colector

1.77

m2

Absorção

95

%

Emissão

5

%

Efficiencia optica do colector

73.4

%

a_1

1.529

W/m2.K

a_2

0.0166

W/m2.K

Temperatura ambiente

15

°C

Temperatura à entrada do colector

40

°C

Temperatura à saída do colector

158

°C

Pressão de operação

6

bar

Output

Efficiencia do colector

35.2

%

Q_{in}

0.226

kW

Massa_col

0.000453

kg/s

h(in)

168

kJ/kg

h(out)

667

kJ/kg

Radiação

0.643

kW/m2

Tipo de fluido

fluido orgânico r245fa

Dados de entrada_ciclo ORC

Temperatura a saída da caldeira

153

°C

Pressao a saída da caldeira

1650

KPa

Pressao à entrada condensador

200

KPa

Temperatura à saída do condensador

30

°C

Potencia pretendida

10

kW

Efficiência da turbina

75

%

Efficiência da bomba

75

%

Caldeira

U

0.250

W/m2.°C

Output

Pinch

7.01

°C

Area

0.129

m2

Condensador

Input

T_{in}

20

°C

T_{out}

36

°C

U

0.250

W/m2.°C

cp

4.1788

kJ/kg.°C

Output

Pinch

12.6-15.71

°C

Area

0.025+0.031

m2

m_{arref}

0.003

kg/s

Output

Estado	T (°C)	P(KPa)	v (m3/kg)	h (kJ/kg)	s(kJ/kg.°C)
1	153	1650	0.01313	387.329	1.13472
2	94.9697	200	0.11038	339.95	1.13472
3	30	200	0.000754717	89.89	0.336
4	30.5	1650	0.000751204	91.6833	0.336

Turbina

W1

35.5347

kJ/kg

Efficiencia Termica

11.2333

%

Condensador

Q2

261.904

kJ/kg

Back Work Ratio

6.7289

%

Bomba

W2

2.3911

kJ/kg

Trabalho liquido

33.1436

kJ/kg

m_{orc}

0.000766124

kg/s

Vapor quality

0

%

Potência da turbina

0.027224

kW

Potência do condensador

0.200651

kW

Area de colectores

1044.1

m2

NºColectores

590

unid

Calculate

Reset

Caso 4- 6 Janeiro

Colector

Input

Radiação

572.85

W/m2

Area do colector

1.77

m2

Absorção

95

%

Emissão

5

%

Eficiencia optica do colector

73.4

%

a_1

1.529

W/m2.K

a_2

0.0166

W/m2.K

Temperatura ambiente

15

°C

Temperatura à entrada do colector

40

°C

Temperatura à saída do colector

158

°C

Pressão de operação

6

bar

Output

Eficiencia do colector

25.8

%

Qin

0.133

kW

Massa_col

0.000266

kg/s

h(in)

168

kJ/kg

h(out)

667

kJ/kg

Radiação

0.516

kW/m2

Tipo de fluido

fluido orgânico r245fa

Dados de entrada_ciclo ORC

Temperatura a saída da caldeira

153

°C

Pressao a saída da caldeira

1650

KPa

Pressao à entrada condensador

200

KPa

Temperatura à saída do condensador

30

°C

Potencia pretendida

10

kW

Eficiência da turbina

75

%

Eficiência da bomba

75

%

Caldeira

U

0.250

w/m2.°C

Output

Pinch

7.01

°C

Area

0.0758

m2

Condensador

Input

T_in

20

°C

T_out

36

°C

U

0.250

w/m2.°C

cp

4.1788

kJ/kg.°C

Output

Pinch

12.6-15.7i

°C

Area

0.0147+0.01

m2

m_arref

0.00176

kg/s

Output

Estado	T (°C)	P(KPa)	v (m3/kg)	h (kJ/kg)	s(kJ/kg.°C)
1	153	1650	0.01313	387.329	1.13472
2	94.9697	200	0.11038	339.95	1.13472
3	30	200	0.000754717	89.89	0.336
4	30.5	1650	0.000751204	91.6833	0.336

Turbina

W1

35.5347

kJ/kg

Condensador

Q2

261.904

kJ/kg

Bomba

W2

2.3911

kJ/kg

m_orc

0.000450296

kg/s

Potência da turbina

0.0160012

kW

Potência do condensador

0.117935

kW

Eficiencia Termica

11.2333

%

Back Work Ratio

6.7289

%

Trabalho liquido

33.1436

kJ/kg

Vapor quality

0

%

Área de colectores

2425.16

m2

NºColectores

1371

unid

Calculate

Reset

Caso 4- 6 Julho

Colector

Input

Radiação

1327.33

W/m2

Area do colector

1.77

m2

Absorção

95

%

Emissão

5

%

Eficiencia optica do colector

73.4

%

a_1

1.529

W/m2.K

a_2

0.0166

W/m2.K

Temperatura ambiente

20

°C

Temperatura à entrada do colector

40

°C

Temperatura à saída do colector

158

°C

Pressão de operação

6

bar

Output

Eficiencia do colector

54.6

%

Qin

0.652

kW

Massa_col

0.00131

kg/s

h(in)

168

kJ/kg

h(out)

667

kJ/kg

Radiação

1.19

kW/m2

Tipo de fluido

fluido orgânico r245fa

Dados de entrada_ciclo ORC

Temperatura a saída da caldeira

153

°C

Pressao a saída da caldeira

1650

KPa

Pressao à entrada condensador

200

KPa

Temperatura à saída do condensador

30

°C

Potencia pretendida

10

kW

Eficiência da turbina

75

%

Eficiência da bomba

75

%

Caldeira

U

0.250

w/m2.°C

Output

Pinch

7.01

°C

Area

0.372

m2

Condensador

Input

T_in

20

°C

T_out

36

°C

U

0.250

w/m2.°C

cp

4.1788

kJ/kg.°C

Output

Pinch

12.6-15.7i

°C

Area

0.0723+0.08

m2

m_arref

0.00866

kg/s

Output

Estado	T (°C)	P(KPa)	v (m3/kg)	h (kJ/kg)	s(kJ/kg.°C)
1	153	1650	0.01313	387.329	1.13472
2	94.9697	200	0.11038	339.95	1.13472
3	30	200	0.000754717	89.89	0.336
4	30.5	1650	0.000751204	91.6833	0.336

Turbina

W1

35.5347

kJ/kg

Condensador

Q2

261.904

kJ/kg

Bomba

W2

2.3911

kJ/kg

m_orc

0.00221131

kg/s

Potência da turbina

0.0785782

kW

Potência do condensador

0.579152

kW

Área de colectores

233.011

m2

NºColectores

132

unid

Eficiencia Termica

11.2333

%

Back Work Ratio

6.7289

%

Trabalho liquido

33.1436

kJ/kg

Vapor quality

0

%

Calculate

Reset

Caso 4- 11 Julho

Colector

Input

Radiação

965.62

W/m2

Area do colector

1.77

m2

Absorção

95

%

Emissão

5

%

Eficiencia optica do colector

73.4

%

a_1

1.529

W/m2.K

a_2

0.0166

W/m2.K

Temperatura ambiente

20

°C

Temperatura à entrada do colector

40

°C

Temperatura à saída do colector

158

°C

Pressão de operação

6

bar

Output

Eficiencia do colector

47.6

%

Qin

0.413

kW

Massa_col

0.000828

kg/s

h(in)

168

kJ/kg

h(out)

667

kJ/kg

Radiação

0.869

kW/m2

Tipo de fluido

fluido orgânico r245fa

Dados de entrada_ciclo ORC

Temperatura a saída da caldeira

153

°C

Pressao a saída da caldeira

1650

KPa

Pressao à entrada condensador

200

KPa

Temperatura à saída do condensador

30

°C

Potencia pretendida

10

kW

Eficiência da turbina

75

%

Eficiência da bomba

75

%

Caldeira

U

0.250

W/m2.°C

Output

Pinch

7.01

°C

Area

0.236

m2

Condensador

Input

T_in

20

°C

T_out

36

°C

U

0.250

W/m2.°C

cp

4.1788

kJ/kg.°C

Output

Pinch

12.6-15.7i

°C

Area

0.0458+0.05

m2

m_arref

0.00549

kg/s

Output

Estado	T (°C)	P(KPa)	v (m3/kg)	h (kJ/kg)	s(kJ/kg.°C)
1	153	1650	0.01313	387.329	1.13472
2	94.9697	200	0.11038	339.95	1.13472
3	30	200	0.000754717	89.89	0.336
4	30.5	1650	0.000751204	91.6833	0.336

Turbina

W1

35.5347

kJ/kg

Eficiencia Termica

11.2333

%

Condensador

Q2

261.904

kJ/kg

Back Work Ratio

6.7289

%

Bomba

W2

2.3911

kJ/kg

Trabalho liquido

33.1436

kJ/kg

m_orc

0.00140146

kg/s

Vapor quality

0

%

Potência da turbina

0.0498003

kW

Potência do condensador

0.367048

kW

Area de colectores

422.031

m2

NºColectores

239

unid

Calculate

Reset

Caso 5- 2 Janeiro

Colector

Input

Radiacção W/m2
Area do colector m2
Absorção %
Emissão %
Eficiencia optica do colector %
a_1 W/m2.K
a_2 W/m2.K
Temperatura ambiente °C
Temperatura à entrada do colector °C
Temperatura à saída do colector °C
Pressão de operação bar

Output

Eficiencia do colector %
Q_{in} kW
Massa_col kg/s
h(in) kJ/kg
h(out) kJ/kg
Radiacção kW/m2

Tipo de fluido

fluido orgânico r245fa

Dados de entrada_ciclo ORC

Temperatura a saída da caldeira °C
Pressao a saída da caldeira KPa
Pressao à entrada condensador KPa
Temperatura à saída do condensador °C
Potencia pretendida kW
Eficiência da turbina %
Eficiência da bomba %

Caldeira

U w/m2.°C

Output

Pinch °C
Area m2

Condensador

Input

T_{in} °C
T_{out} °C
U w/m2.°C
cp kJ/kg.°C

Output

Pinch °C
Area m2
m_arref kg/s

Output

Estado	T (°C)	P(KPa)	v (m3/kg)	h (kJ/kg)	s(kJ/kg.°C)
1	<input type="text" value="148"/>	<input type="text" value="1650"/>	<input type="text" value="0.012826"/>	<input type="text" value="381.224"/>	<input type="text" value="1.1203"/>
2	<input type="text" value="99.8556"/>	<input type="text" value="300"/>	<input type="text" value="0.0734162"/>	<input type="text" value="343.542"/>	<input type="text" value="1.1203"/>
3	<input type="text" value="30"/>	<input type="text" value="300"/>	<input type="text" value="0.000754717"/>	<input type="text" value="89.89"/>	<input type="text" value="0.336"/>
4	<input type="text" value="30.5"/>	<input type="text" value="1650"/>	<input type="text" value="0.000751204"/>	<input type="text" value="91.6833"/>	<input type="text" value="0.336"/>

Turbina vV1 kJ/kg
Condensador Q2 kJ/kg
Bomba vV2 kJ/kg
m_orc kg/s
Potência da turbina kW
Potência do condensador kW

Eficiencia Termica %
Back Work Ratio %
Trabalho liquido kJ/kg
Vapor quality %

Area de colectores m2
NºColectores unid

Calculate

Reset

Caso 5- 6 Janeiro

Colector

Input

Radiação

572.85

W/m2

Area do colector

1.77

m2

Absorção

95

%

Emissão

5

%

Eficiencia optica do colector

73.4

%

a_1

1.529

W/m2.K

a_2

0.0166

W/m2.K

Temperatura ambiente

15

°C

Temperatura à entrada do colector

40

°C

Temperatura à saída do colector

158

°C

Pressão de operação

6

bar

Output

Eficiencia do colector

25.8

%

Qin

0.133

kW

Massa_col

0.000266

kg/s

h(in)

168

kJ/kg

h(out)

667

kJ/kg

Radiação

0.516

kW/m2

Tipo de fluido

fluido orgânico r245fa

Dados de entrada_ciclo ORC

Temperatura a saída da caldeira

148

°C

Pressao a saída da caldeira

1650

KPa

Pressao à entrada condensador

300

KPa

Temperatura à saída do condensador

30

°C

Potencia pretendida

10

kW

Eficiência da turbina

75

%

Eficiência da bomba

75

%

Caldeira

U

0.250

w/m2.°C

Output

Pinch

9.75

°C

Area

0.0545

m2

Condensador

Input

T_in

20

°C

T_out

36

°C

U

0.250

w/m2.°C

cp

4.1788

kJ/kg.°C

Output

Pinch

13.4-16.3i

°C

Area

0.0146+0.01

m2

m_arref

0.00181

kg/s

Output

Estado	T (°C)	P(KPa)	v (m3/kg)	h (kJ/kg)	s(kJ/kg.°C)
1	148	1650	0.012826	381.224	1.1203
2	99.8556	300	0.0734162	343.542	1.1203
3	30	300	0.000754717	89.89	0.336
4	30.5	1650	0.000751204	91.6833	0.336

Turbina

W1

28.2609

kJ/kg

Condensador

Q2

263.073

kJ/kg

Bomba

W2

2.3911

kJ/kg

m_orc

0.000459812

kg/s

Potência da turbina

0.0129947

kW

Potência do condensador

0.120964

kW

Área de colectores

2986.25

m2

NºColectores

1688

unid

Eficiencia Termica

8.95326

%

Back Work Ratio

8.4608

%

Trabalho liquido

25.8698

kJ/kg

Vapor quality

0

%

Calculate

Reset

Caso 5- 6 Julho

Colector

Input

Radiação

1327.33

W/m2

Area do colector

1.77

m2

Absorção

95

%

Emissão

5

%

Eficiencia optica do colector

73.4

%

a_1

1.529

W/m2.K

a_2

0.0166

W/m2.K

Temperatura ambiente

20

°C

Temperatura à entrada do colector

40

°C

Temperatura à saída do colector

158

°C

Pressão de operação

6

bar

Output

Eficiencia do colector

54.6

%

Q_{in}

0.652

kW

Massa_col

0.00131

kg/s

h(in)

168

kJ/kg

h(out)

667

kJ/kg

Radiação

1.19

kW/m2

Tipo de fluido

fluido orgânico r245fa

Dados de entrada_ciclo ORC

Temperatura a saída da caldeira

148

°C

Pressao a saída da caldeira

1650

KPa

Pressao à entrada condensador

300

KPa

Temperatura à saída do condensador

30

°C

Potencia pretendida

10

kW

Eficiência da turbina

75

%

Eficiência da bomba

75

%

Caldeira

U

0.250

w/m2.°C

Output

Pinch

9.75

°C

Area

0.268

m2

Condensador

Input

T_{in}

20

°C

T_{out}

36

°C

U

0.250

w/m2.°C

cp

4.1788

kJ/kg.°C

Output

Pinch

13.4-16.3i

°C

Area

0.0716+0.08

m2

m_{arref}

0.00888

kg/s

Output

Estado	T (°C)	P(KPa)	v (m3/kg)	h (kJ/kg)	s(kJ/kg.°C)
1	148	1650	0.012826	381.224	0
2	99.8556	300	0.0734162	343.542	1.1203
3	30	300	0.000754717	89.89	0.336
4	30.5	1650	0.000751204	91.6833	0.336

Área de colectores

286.921

m2

NºColectores

163

unid

Turbina

vv1

28.2609

kJ/kg

Condensador

Q2

263.073

kJ/kg

Bomba

vv2

2.3911

kJ/kg

m_{orc}

0.00225804

kg/s

Potência da turbina

0.063814

kW

Potência do condensador

0.594028

kW

Eficiencia Termica

8.95326

%

Back Work Ratio

8.4608

%

Trabalho liquido

25.8698

kJ/kg

Vapor quality

0

%

Calculate

Reset

Caso 5- 11 Julho

Colector

Input

Radiação

965.62

W/m2

Area do colector

1.77

m2

Absorção

95

%

Emissão

5

%

Eficiencia optica do colector

73.4

%

a_1

1.529

W/m2.K

a_2

0.0166

W/m2.K

Temperatura ambiente

20

°C

Temperatura à entrada do colector

40

°C

Temperatura à saída do colector

158

°C

Pressão de operação

6

bar

Output

Eficiencia do colector

47.6

%

Q_{in}

0.413

kW

Massa_col

0.000828

kg/s

h(in)

168

kJ/kg

h(out)

667

kJ/kg

Radiação

0.869

kW/m2

Tipo de fluido

fluido orgânico r245fa

Dados de entrada_ciclo ORC

Temperatura a saída da caldeira

148

°C

Pressao a saída da caldeira

1650

KPa

Pressão à entrada condensador

300

KPa

Temperatura à saída do condensador

30

°C

Potencia pretendida

10

kW

Eficiência da turbina

75

%

Eficiência da bomba

75

%

Caldeira

U

0.250

W/m2.°C

Output

Pinch

9.75

°C

Area

0.17

m2

Condensador

Input

T_{in}

20

°C

T_{out}

36

°C

U

0.250

W/m2.°C

cp

4.1788

kJ/kg.°C

Output

Pinch

13.4-16.3i

°C

Area

0.0454+0.05

m2

m_{arref}

0.00563

kg/s

Output

Estado	T (°C)	P(KPa)	v (m3/kg)	h (kJ/kg)	s(kJ/kg.°C)
1	148	1650	0.012826	381.224	1.1203
2	99.8556	300	0.0734162	343.542	1.1203
3	30	300	0.000754717	89.89	0.336
4	30.5	1650	0.000751204	91.6833	0.336

Area de colectores

519.673

m2

NºColectores

294

unid

Turbina

W1

28.2609

kJ/kg

Condensador

Q2

263.073

kJ/kg

Bomba

W2

2.3911

kJ/kg

m_{orc}

0.00143107

kg/s

Potência da turbina

0.0404433

kW

Potência do condensador

0.376476

kW

Eficiencia Termica

8.95326

%

Back Work Ratio

8.4608

%

Trabalho liquido

25.8698

kJ/kg

Vapor quality

0

%

Calculate

Reset

Caso 6 – 2 Janeiro

Colector

Input

Radiação

713.91

W/m2

Area do colector

1.77

m2

Absorção

95

%

Emissão

5

%

Eficiencia optica do colector

73.4

%

a_1

1.529

W/m2.K

a_2

0.0166

W/m2.K

Temperatura ambiente

15

°C

Temperatura à entrada do colector

40

°C

Temperatura à saída do colector

158

°C

Pressão de operação

6

bar

Output

Eficiencia do colector

35.2

%

Q_{in}

0.226

kW

Massa_col

0.000453

kg/s

h(in)

168

kJ/kg

h(out)

667

kJ/kg

Radiação

0.643

kW/m2

Tipo de fluido

fluido orgânico r245fa

Dados de entrada_ciclo ORC

Temperatura a saída da caldeira

148

°C

Pressao a saída da caldeira

1650

KPa

Pressao à entrada condensador

200

KPa

Temperatura à saída do condensador

30

°C

Potencia pretendida

10

kW

Eficiência da turbina

75

%

Eficiência da bomba

75

%

Caldeira

U

0.250

W/m2.°C

Output

Pinch

9.75

°C

Area

0.0928

m2

Condensador

Input

T_{in}

20

°C

T_{out}

36

°C

U

0.250

W/m2.°C

cp

4.1788

kJ/kg.°C

Output

Pinch

11.7-15i

°C

Area

0.026+0.033

m2

m_{arref}

0.003

kg/s

Output

Estado	T (°C)	P(KPa)	v (m3/kg)	h (kJ/kg)	s(kJ/kg.°C)
1	148	1650	0.012826	381.224	1.1203
2	89.7107	200	0.108602	334.672	1.1203
3	30	200	0.000754717	89.89	0.336
4	30.5	1650	0.000751204	91.6833	0.336

Área de colectores

1040.68

m2

NºColectores

588

unid

Turbina

W1

34.9138

kJ/kg

Condensador

Q2

256.42

kJ/kg

Bomba

W2

2.3911

kJ/kg

m_{orc}

0.000782313

kg/s

Potência da turbina

0.0273135

kW

Potência do condensador

0.2006

kW

Eficiencia Termica

11.2558

%

Back Work Ratio

6.84857

%

Trabalho liquido

32.5227

kJ/kg

Vapor quality

0

%

Calculate

Reset

Caso 6 – 6 Janeiro

Colector

Input

Radiação

572.85

W/m2

Area do colector

1.77

m2

Absorção

95

%

Emissão

5

%

Eficiencia optica do colector

73.4

%

a_1

1.529

W/m2.K

a_2

0.0166

W/m2.K

Temperatura ambiente

15

°C

Temperatura à entrada do colector

40

°C

Temperatura à saída do colector

158

°C

Pressão de operação

6

bar

Output

Eficiencia do colector

25.8

%

Q_{in}

0.133

kW

Massa_col

0.000266

kg/s

h(in)

168

kJ/kg

h(out)

667

kJ/kg

Radiação

0.516

kW/m2

Tipo de fluido

fluido orgânico r245fa

Dados de entrada_ciclo ORC

Temperatura a saída da caldeira

148

°C

Pressao a saída da caldeira

1650

KPa

Pressao à entrada condensador

200

KPa

Temperatura à saída do condensador

30

°C

Potencia pretendida

10

kW

Eficiência da turbina

75

%

Eficiência da bomba

75

%

Caldeira

U

0.250

W/m2.°C

Output

Pinch

9.75

°C

Area

0.0545

m2

Condensador

Input

T_{in}

20

°C

T_{out}

36

°C

U

0.250

W/m2.°C

cp

4.1788

kJ/kg.°C

Output

Pinch

11.7-15i

°C

Area

0.0153+0.01

m2

m_{arref}

0.00176

kg/s

Output

Estado	T (°C)	P (KPa)	v (m3/kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg.°C)
1	148	1650	0.012826	381.224	1.1203
2	89.7107	200	0.108602	334.672	1.1203
3	30	200	0.000754717	89.89	0.336
4	30.5	1650	0.000751204	91.6833	0.336

Area de colectores

2417.21

m2

NºColectores

1366

unid

Turbina

W1

34.9138

kJ/kg

Condensador

Q2

256.42

kJ/kg

Bomba

W2

2.3911

kJ/kg

m_{orc}

0.000459812

kg/s

Potência da turbina

0.0160538

kW

Potência do condensador

0.117905

kW

Eficiencia Termica

11.2558

%

Back Work Ratio

6.84857

%

Trabalho liquido

32.5227

kJ/kg

Vapor quality

0

%

Calculate

Reset

Caso 6 – 6 Julho

Colector

Input

Radiação

1327.33

W/m2

Area do colector

1.77

m2

Absorção

95

%

Emissão

5

%

Eficiencia optica do colector

73.4

%

a_1

1.529

W/m2.K

a_2

0.0166

W/m2.K

Temperatura ambiente

20

°C

Temperatura à entrada do colector

40

°C

Temperatura à saída do colector

158

°C

Pressão de operação

6

bar

Output

Eficiencia do colector

54.6

%

Q_{in}

0.652

kW

Massa_col

0.00131

kg/s

h(in)

168

kJ/kg

h(out)

667

kJ/kg

Radiação

1.19

kW/m2

Tipo de fluido

fluido orgânico r245fa

Dados de entrada_ciclo ORC

Temperatura a saída da caldeira

148

°C

Pressao a saída da caldeira

1650

KPa

Pressao à entrada condensador

200

KPa

Temperatura à saída do condensador

30

°C

Potencia pretendida

10

kW

Eficiência da turbina

75

%

Eficiência da bomba

75

%

Caldeira

U

0.250

w/m2.°C

Output

Pinch

9.75

°C

Area

0.268

m2

Condensador

Input

T_{in}

20

°C

T_{out}

36

°C

U

0.250

w/m2.°C

cp

4.1788

kJ/kg.°C

Output

Pinch

11.7-15i

°C

Area

0.075+0.096

m2

m_{arref}

0.00866

kg/s

Output

Estado	T (°C)	P(KPa)	v (m3/kg)	h (kJ/kg)	s(kJ/kg.°C)
1	148	1650	0.012826	381.224	1.1203
2	89.7107	200	0.108602	334.672	1.1203
3	30	200	0.000754717	89.89	0.336
4	30.5	1650	0.000751204	91.6833	0.336

Área de colectores

232.248

m2

NºColectores

132

unid

Turbina

W1

34.9138

kJ/kg

Condensador

Q2

256.42

kJ/kg

Bomba

W2

2.3911

kJ/kg

m_{orc}

0.00225804

kg/s

Potência da turbina

0.0788366

kW

Potência do condensador

0.579005

kW

Eficiencia Termica

11.2558

%

Back Work Ratio

6.84857

%

Trabalho liquido

32.5227

kJ/kg

Vapor quality

0

%

Calculate

Reset

Caso 6 – 11 Julho

Colector

Input

Radiação

965.62

W/m2

Área do colector

1.77

m2

Absorção

95

%

Emissão

5

%

Efficiencia optica do colector

73.4

%

a_1

1.529

W/m2.K

a_2

0.0166

W/m2.K

Temperatura ambiente

20

°C

Temperatura à entrada do colector

40

°C

Temperatura à saída do colector

158

°C

Pressão de operação

6

bar

Output

Efficiencia do colector

47.6

%

Q_{in}

0.413

kW

Massa_col

0.000828

kg/s

h(in)

168

kJ/kg

h(out)

667

kJ/kg

Radiação

0.869

kW/m2

Tipo de fluido

fluido orgânico r245fa

Dados de entrada_ciclo ORC

Temperatura a saída da caldeira

148

°C

Pressao a saída da caldeira

1650

KPa

Pressao à entrada condensador

200

KPa

Temperatura à saída do condensador

30

°C

Potencia pretendida

10

kW

Efficiencia da turbina

75

%

Efficiencia da bomba

75

%

Caldeira

U

0.250

w/m2.°C

Output

Pinch

9.75

°C

Area

0.17

m2

Condensador

Input

T_{in}

20

°C

T_{out}

36

°C

U

0.250

w/m2.°C

cp

4.1788

kJ/kg.°C

Output

Pinch

11.7-15i

°C

Area

0.0475+0.06

m2

m_{arref}

0.00549

kg/s

Output

Estado	T (°C)	P(KPa)	v (m3/kg)	h (kJ/kg)	s(kJ/kg.°C)
1	148	1650	0.012826	381.224	1.1203
2	89.7107	200	0.108602	334.672	1.1203
3	30	200	0.000754717	89.89	0.336
4	30.5	1650	0.000751204	91.6833	0.336

Área de colectores

420.648

m2

NºColectores

238

unid

Turbina

W1

34.9138

kJ/kg

Condensador

Q2

256.42

kJ/kg

Bomba

W2

2.3911

kJ/kg

m_{orc}

0.00143107

kg/s

Potência da turbina

0.0499641

kW

Potência do condensador

0.366955

kW

Efficiencia Termica

11.2558

%

Back Work Ratio

6.84857

%

Trabalho liquido

32.5227

kJ/kg

Vapor quality

0

%

Calculate

Reset